

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh manipulačního zařízení

Design of Handling Equipment

Student:

Jan Klec

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Josef Jurman, CSc

Ostrava 2012

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Klec**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**
Téma: **Návrh manipulačního zařízení
Design of Handling Equipment**

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce vypracujte stručnou rešerši dané problematiky. Proveďte konstrukční návrh manipulačního zařízení pro zakládání tlačných čepů do lisu HMD 810-700 Hydroform. Předmětné čepy jsou o průměru 60 mm a délkou 730 mm, povrch čepu je broušen a jeho předpokládaná hmotnost je 15 až 20 kg. Celkový počet čepů vkládaných do daného typu stroje je 28. Dále navrhnete konstrukční řešení nového zásobníku pro zmíněné čepy. Bližší specifikace provozních podmínek a parametrů určí zadavatel Honeywell.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
DRAŽAN, F. – JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha, SNTL 1979. 454 s.
KOPÁČEK, J. – PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. 1. vyd. Ostrava, VŠB – TU Ostrava 2005, ISBN 80-248-0586-0.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český norm. institut, 1996. 32 s.
Firemní literatura Prestar s.r.o.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Josef Jurman, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřou licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mě požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jan Klec

Adresa trvalého pobytu autora práce: I. P. Pavlova 36, Olomouc, 77900

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KLEC, J. *Návrh manipulačního zařízení: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 71 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Josef Jurman, CSc.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem manipulačního zařízení a zásobníku, pro tlačné čepy k lisu HMD 810-700 Hydroform. V rámci práce je zpracovaná krátká rešerše manipulačních zařízení. Konstrukční návrh manipulačního zařízení a zásobníku byl zpracován formou 3D modelu v programu Inventor 2012. Kompletní výkresová dokumentace manipulačního zařízení a zásobníku je součástí bakalářské práce ve formě příloh.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KLEC, J. *Design of Handling Equipment: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, 71 s. Thesis head: prof. Ing. Josef Jerman, CSc.

Bachelor thesis deals with the structural design handling equipment and container for push pins to the press HMD 810-700 Hydroform. Short search of handling equipment is treated in the thesis. Engineering design handling equipment and container was prepared by a 3D model with Inventor 2012th. Complete drawings handling equipment and container is part of the bachelor thesis in the form enclosure.

Poděkování

Rád bych touto formou poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Josefu Jurmanovi, CSc. a konzultantovi z firmy Honeywell Ing. Tomáši Výmolovi za čas strávený konzultacemi, podmětné připomínky a odbornou pomoc při zpracování bakalářské práce. Také chci poděkovat přímo firmě Honeywell Aerospace Olomouc s.r.o., která mi dovolila nahlédnout na pracoviště a do dokumentace firmy.

Obsah

0	Úvod.....	13
1	Přehled manipulačních zařízení	14
1.1	Dělení manipulačních zařízení.....	14
1.2	Výběr nejpoužívanějších manipulačních zařízení:	15
1.2.1	Zdvihadla	15
1.2.2	Jeřáby.....	15
1.2.3	Dopravníky	17
1.2.4	Pohyblivé schody a chodníky	18
1.2.5	Výtahy	18
1.2.6	Vozíky	19
1.2.7	Zvedáky	19
2	Manipulační zařízení	23
2.1	Požadavkový list	23
2.2	Varianta A.....	24
2.3	Varianta B	25
2.4	Konstrukční řešení	26
2.4.1	Statické namáhání základní konstrukce.....	26
2.4.2	Výpočet síly F	27
2.4.3	Výpočet hmotnosti čepu m_c	27
2.4.4	Výpočet konstantního ohybového momentu M_o	27

2.4.5	Určení velikosti reakční síly R_y	29
2.4.6	Výpočet maximálního momentu na rameni M_{max}	29
2.4.7	Výpočet třecí síly	30
2.5	Konstrukce a kontrola ramene	33
2.5.1	Statická kontrola ramene	33
2.5.2	Kontrola podpěry	34
2.6	Konstrukce a kontrola stojné konstrukce	36
2.6.1	Kontrola stojného profilu	36
2.7	Volba a výpočet pohybového šroubu.....	38
2.7.1	Výpočet tíhové síly	39
2.7.2	Výpočet osově síly	40
2.7.3	Určení nejmenšího průměru jádra šroubu	40
2.7.4	Úplná pevnostní kontrola pohybového šroubu.....	42
2.7.5	Výška matice	44
2.8	Návrh soukolí.....	45
2.9	Kontrola spojení soukolí a hřídelů.....	49
2.9.1	Spojení pastorku a šroubu	49
2.9.2	Spojení ozubeného kola a hřídele.....	50
2.10	Kontrola svěrného spoje matice a rámu ramene	51
2.10.1	Kontrola šroubu M8x50 ISO 4762 – 4.6	52
2.11	Upínací čelist	53
2.11.1	Kontrola čepu	56

2.12	Ložiska.....	58
2.13	Kolečka	58
2.14	Stabilita zařízení	59
3	Zásobník.....	61
3.1	Konstrukční řešení zásobníku	61
3.2	Pevnostní kontrola	62
3.2.1	Příprava kontroly	62
3.2.2	Výsledky.....	65
3.3	Kolečka	67
4	Závěr	68
5	Literatura	69
6	Seznam příloh.....	70
6.1	Tištěné přílohy	70
6.2	Přiložený disk	71

Seznam použitých symbolů a značek

<i>Značka</i>	<i>Význam</i>	<i>Jednotka</i>
a	Vzdálenost síly N od vetknutí	[mm]
B ₁	Vnější rozměr profilu	[mm]
B ₂	Vnější šířka profilu	[mm]
b	Vzdálenost síly F _o od vetknutí	[mm]
b ₁	Vnitřní rozměr profilu	[mm]
b ₂	Vnitřní šířka profilu	[mm]
d	Průměr čepu	[mm]
d _č	Průměr spojovacího čepu	[mm]
d _m	Vnější průměr matice	[mm]
d ₂	Střední průměr závitu	[mm]
d ₃	Malý průměr závitu	[mm]
F	Zatěžující síla	[N]
F _T	Třecí síla	[N]
F _c	Celková tlaková síla	[N]
F _o	Osová síla	[N]
F _p	Střížná síla	[N]
F _r	Síla působící na kliku	[N]
F _s	Osová síla šroubu	[N]
F _u	Předepsaná síla upínače	[N]
F _z	Hnací síla	[N]
F ₁	Reakční síla	[N]
f	Součinitel tření	[-]
f _T	Součinitel tření teflon – ocel	[-]
f _z	Součinitel tření na závitu	[-]
G _r	Tíhová síla	[N]
G _s	Tíhová síla stroje	[N]
g	Gravitační zrychlení	[ms ⁻²]
H ₁	Nosná hloubka závitu	[mm]
H ₂	Vnější délka profilu	[mm]
h	Výška matice	[mm]
h _{min}	Minimální výška matice	[mm]
h _z	Zdvih matice	[mm]
h ₂	Vnitřní délka profilu	[mm]
i	Počet šroubů	[-]

k	Bezpečnost proti prokluzu	[-]
k_s	Koeficient bezpečnosti	[-]
l	Délka čepu	[mm]
l_F	Vzdálenost síly F od bodu 0	[mm]
l_T	Vzdálenost těžiště od bodu 0	[mm]
l_k	Délka kliky	[mm]
M_T	Reakční moment	[Nmm]
M_o	Konstantní ohybový moment	[Nmm]
M_k	Kroutící moment	[Nmm]
M_{k1}	Kroutící moment šroubu	[Nmm]
M_{k2}	Kroutící moment kliky	[Nmm]
M_{omax}	Maximální ohybový moment	[Nmm]
M_{o1}	Ohybový moment k bodu 1	[Nmm]
M_1	Ohybový moment	[Nmm]
m_c	Hmotnost čepu	[kg]
m_r	Hmotnost ramene	[kg]
m_s	Hmotnost stroje	[kg]
N	Normálová síla	[N]
n_1	Otáčky šroubu	[-]
n_2	Otáčky kliky	[-]
P	Rozteč	[mm]
P_h	Stoupání závitu	[mm]
p_{max}	Maximální tlak	[MPa]
p	Měrný tlak v závitech	[MPa]
p_D	Dovolený měrný tlak	[MPa]
R	Délka ramene	[mm]
R_e	Mez kluzu v tahu	[mm]
R_y	Reakce	[mm]
$R_{y\alpha}$	Sklopená reakce	[mm]
R_1	Vzdálenost silové dvojce	[mm]
R_2	Vzdálenost podpěry	[mm]
S	Obsah plochy	[mm ²]
S_1	Obsah průřezu 1	[mm ²]
S_2	Obsah průřezu 2	[mm ²]
T	Třecí síla	[N]
u	Převodový poměr	[-]

u_{\min}	Minimální převodový poměr	[-]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
z	Počet závitů matice	[-]
α	Úhel podpěry	[°]
β	Koeficient neznámého krutu	[-]
β_2	Část úhlu profilu závitu	[°]
η_L	Účinnost ložisek na hřídeli	[-]
η_{cel}	Celková účinnost	[-]
η_p	Účinnost převodu	[-]
ρ_{oc}	Hustota oceli	[kg·m ⁻³]
σ_{Do}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Dt}	Dovolená napětí v tlaku	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
σ_t	Napětí v tlaku	[MPa]
τ	Napětí v krutu	[MPa]
τ_{Ds}	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]
τ_s	Napětí ve střihu	[MPa]
φ'	Třecí redukovaný úhel	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]

0 ÚVOD

Už v pravěku se člověk snažil ulehčit si svou práci pomocí malých a jednoduchých nástrojů. Čím těžší a rozmanitější práci člověk dělal, tím více nástrojů a strojů pro ulehčení práce vymýšlel.

Při zavedení sériové výroby, začala nabývat velkého významu manipulační zařízení, která ulehčovala a urychlovala manipulaci s materiálem z jednoho pracoviště na druhé.

V mé práci jsem dostal za úkol vymyslet manipulační zařízení, které ulehčí práci obsluze lisu HMD 810-700 Hydroform, v tom že zakládání čepu nebude prováděno manuálně, ale za pomoci mnou navrženého zařízení. Dalším úkolem bylo vymyslet zásobník, ze kterého by byly čepy lehce vyjímatelné. Zadání práce pochází od firmy Honeywell Aerospace Olomouc s.r.o. Celá práce je zhotovená podle požadavků zadání. K navrhování a konstruování bylo využito programu Inventor 2012.

1 PŘEHLED MANIPULAČNÍCH ZAŘÍZENÍ

V oblasti vnitrozávodní dopravy slouží manipulační prostředky převážně k přepravě materiálu. Kromě toho plní často i funkce technologické. V moderních provozech se manipulační prostředky stále více stávají součástí výrobních linek. U plnoautomatizovaných linek jsou s výrobními stroji integrovány v nedílný celek.[1]

Volba manipulačních prostředků má značný vliv na produktivitu a rentabilitu podniku. Proto je nutné při jejich výběru vycházet z pečlivého a důkladného rozboru materiálového toku, nákladů, vlastností manipulačních prostředků i materiálů a přihlédnout i k zvláštnostem manipulace. Daný problém můžeme často řešit různými manipulačními prostředky.[1]

1.1 Dělení manipulačních zařízení

Podle dráhy pohybu materiálu

- Prostředky s pohybem materiálu na volné dráze
- Prostředky s pohybem materiálu na vázané dráze

Prostředky nezávislé na dráze

- Podle časové spojitosti procesu
- Kontinuálně a periodicky pracující prostředky
- Cyklicky pracující prostředky

Podle silového působení na manipulovaný materiál

- Gravitační
- S mechanickým převodem sil
- S dopravou v pracovním médiu

Podle manipulovaného materiálu

- Pro sypké hmoty
- Kusový materiál
- Kapaliny a plyny

[1]

1.2 Výběr nejpoužívanějších manipulačních zařízení:

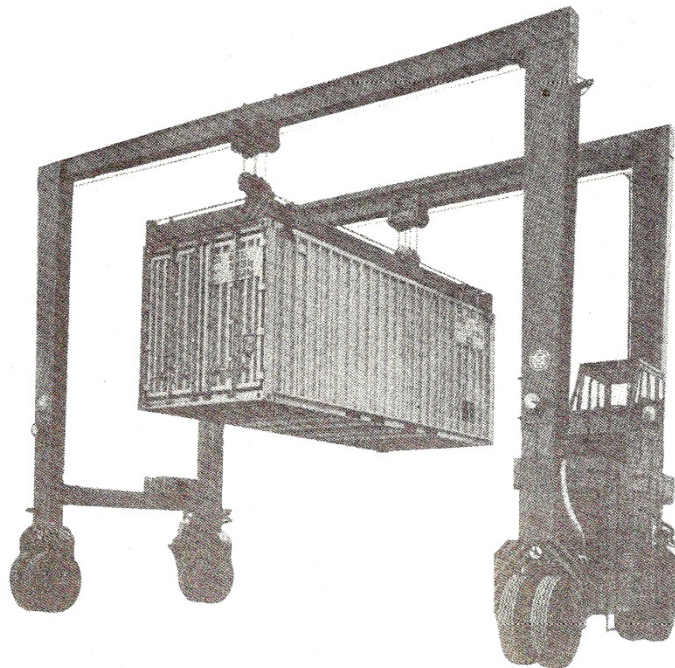
1.2.1 Zdvihadla

Jsou to zařízení přemísťující břemena ve svislém směru, poháněná převážně ručním pohonem. Jedná se o malá zařízení, která jdou lehce přemístit a uplatňují se zejména na montážích. Často jsou nedílnou součástí složitějších strojů a zařízení. Patří mezi ně:

- zvedáky
 - hřebenové zvedáky
 - šroubové zvedáky
 - mechanické zvedáky s elektrickým pohonem
 - hydraulické zvedáky
 - pneumatické zvedáky
- kladkostroje
 - násobné kladkostroje
 - šnekové kladkostroje
 - kladkostroje s převodem čelními koly
- navijáky (vrátky)

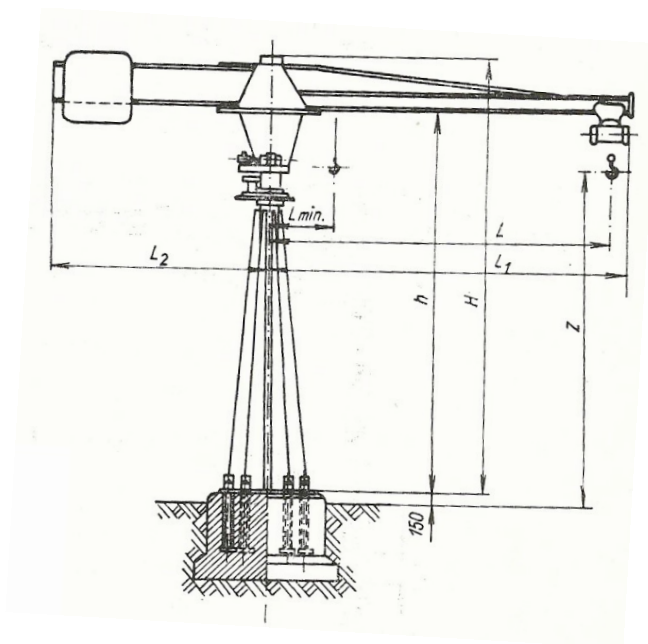
1.2.2 Jeřáby

Jde o zdvihací zařízení, které dokáže manipulovat s břemeny o velkých hmotnostech. Jeřáby mohou být různých konstrukcí.



Obr. 1.1 – dvouportálový samohybný jeřáb[2]

- jeřábové kočky
 - kočky visuté
 - dvoukolejnicové kočky
- mostové jeřáby
- portálové a poloportálové jeřáby – obrázek 1.1
- sloupové jeřáby – obrázek 1.2
- kolejové jeřáby
- silniční výložníkové jeřáby

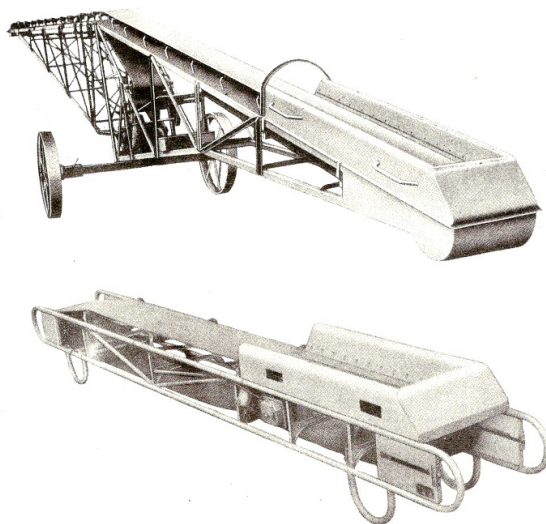


Obr. 1.2 – sloupový jeřáb[1]

1.2.3 Dopravníky

Jde o manipulační zařízení, které plynule přepravuje v určitém rytmu materiál i na několika kilometrové vzdálenosti. Dopravníky se dělí podle dopravního orgánu:

- pásové dopravníky – obrázek 1.3
- článkové dopravníky
- korečkové elevátory
- žlabové
- redlery
- skluzy
- vibrační dopravníky
- šnekové dopravníky
- válečkové a kladinkové tratě



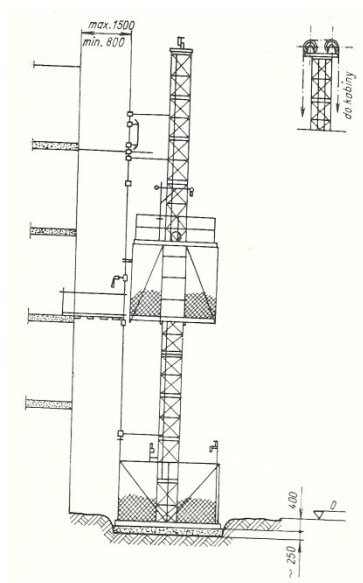
Obr. 1.3 – pásové dopravníky[2]

1.2.4 Pohyblivé schody a chodníky

Jsou významným manipulačním prostředkem v dopravě osob. Zajišťují plynulost pohybu lidí v místech, kde se setkává mnoho lidí různých pohybových schopností.

1.2.5 Výtahy

Manipulační zařízení pro dopravu ve svislém směru do velkých výšek. Výtahy máme jak nákladní tak osobní a používají se v několika patrových budovách a to hned i při jejich stavbě. Manipulovat lze i sypkým materiálem, který je uložen v přepravní nádobě. Ukázka výtahu je vidět na obrázku 1.4.



Obr. 1.4 – výtah[1]

1.2.6 Vozíky

Manipulační zařízení, které je často zastoupené v dílenských provozech, hlavně v těch menších jsou jejich nedílnou součástí. Vozíků je několik druhů:

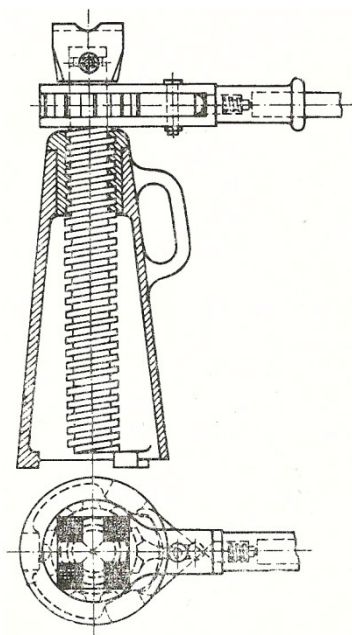
- Vozíky s nehybnou plošinou
- Vozíky se zdvižnou plošinou
 - plošinový
 - tahač
 - nízkozdvižný plošinový
 - vysokozdvižný vidlicový čelní
 - nízkozdvižný vidlicový
 - vysokozdvižný vidlicový s bočním ložením
 - jeřábový
 - nízkozdvižný portálový
 - nakladač
 - s výklopnou korbou

Mnou navržené manipulační zařízení se dá kvalifikovat jako zařízení s mechanickým přenosem sil. Zařízení má manipulovat s čepem převážně ve svislém směru. Zařízení se dá zařadit mezi zdvihadla a dále mezi zvedáky. Proto bych se v závěru své odborné rešerše chtěl věnovat ještě blíže zvedákům.

1.2.7 Zvedáky

Šroubové zvedáky

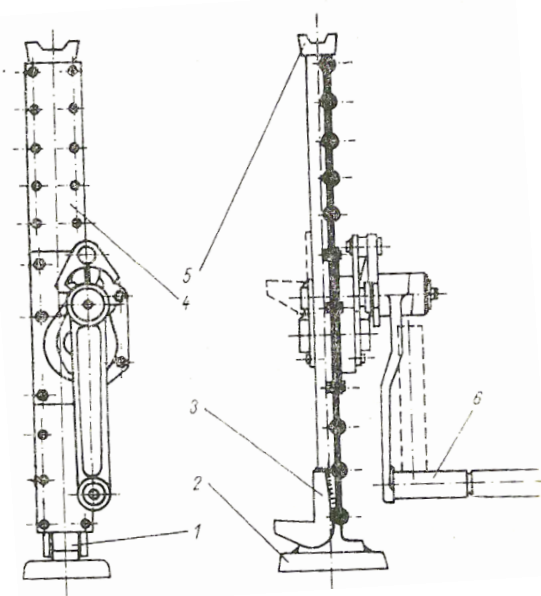
Základní šroubový zvedák je vidět na obrázku 1.5. Šroubové zvedáky se skládají z tělesa, které tvoří matici pro šroub. Při otáčení šroubu působí osová síla přes podpěrnou hlavici na konci šroubu na břemeno, které se zvedá, případně spouští při opačném smyslu otáčení. Aby nedošlo k poškození břemena, podpěrná hlavice bývá lehce otočná na konci vřetena. K otáčení vřetena se obvykle používá řehtačky. Ve srovnání s hřebenovými zvedáky mají šroubové zvedáky menší účinnost (do 40%) jsou však jednodušší a výrobně levnější. Jejich nosnost bývá do 3 t a zdvih 200 až 300 mm[2].



Obr. 1.5 – šroubový zvedák[1]

Hřebenový zvedák

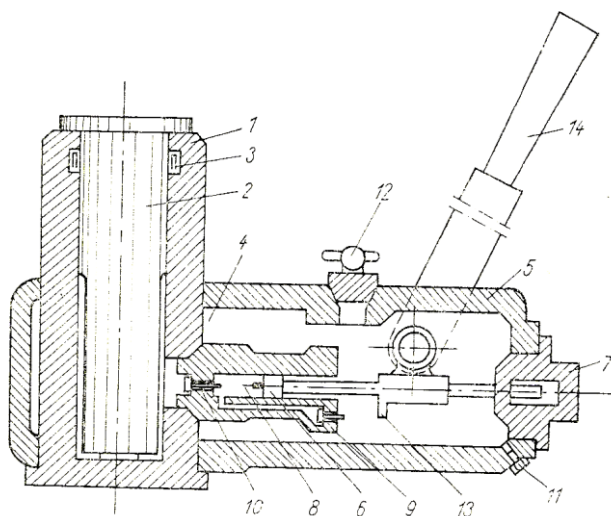
Hřebenový zvedák se skládá z tělesa, ve kterém se axiálně pohybuje pomocí ozubeného převodu ozubená tyč opatřená na horním konci patkou, kterou se opírá o zvedané břemeno. Síla působící na ruční kliku se nejčastěji přenáší dvěma ozubenými předlohami a pastorkem na ozubenou tyč. Protože převod tohoto druhu zvedáku není samosvorný, břemeno je drženo ve vysunuté poloze západkou a rohatkou. Účinnost dosahuje až 75%. Základní hřebenový zvedák je vidět na obrázku 1.6.[2]



Obr. 1.6 – hřebenový zvedák[1]

Hydraulické zvedáky

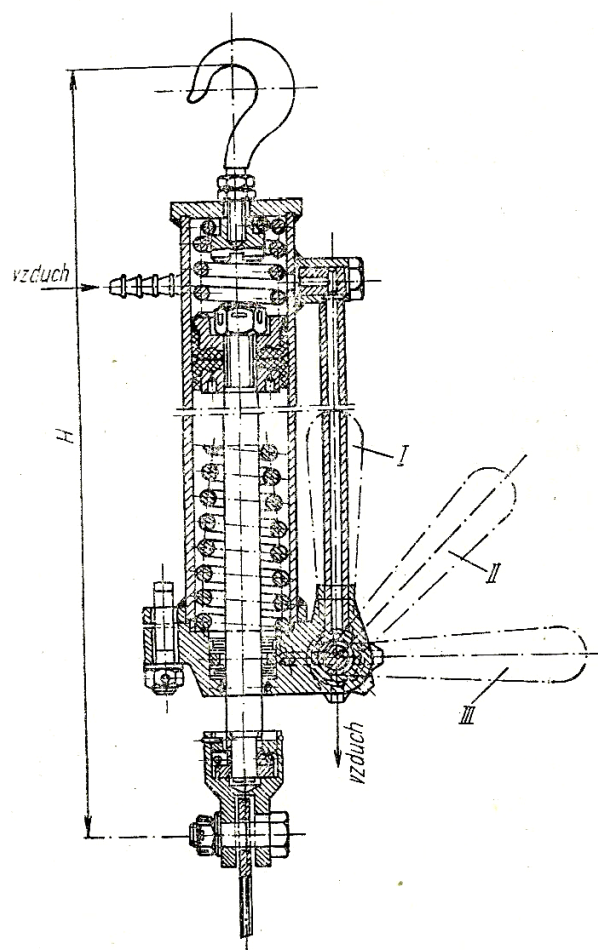
Hydraulický zvedák sestává z tělesa (válce), ve kterém se tlakem tekutiny svisle pohybuje píst zvedající břemeno. Tlakovou tekutinu (vodu, olej, glycerin) dodává obvykle jednočinné ruční čerpadlo, které tvoří celek se zvedákem. Princip funkce je vidět na obrázku 1.7. Pouze z větších zvedáků se používá samostatných čerpadel s motorickým pohonem. Převodový poměr je dán poměrem ploch většího (zatíženého) pístu a menšího (čerpadlového) pístu. Břemeno se spouští otevřením přepouštěcího ventilu, kterým odtéká tekutina z prostoru pod větším pístem zpět do nádrže. Účinnost bývá kolem 70%. [2]



Obr. 1.7 – hydraulický zvedák [1]

Pneumatické zvedáky

Pneumatické zvedáky se především používají v dílnách, ve kterých je již z jiných důvodů zaveden stlačený vzduch. Základní typ zvedáku je vidět na obrázku 1.8. Pneumatické zvedáky se umísťují buď přímo nad pracovními místy nebo se zavěšují na vysuté kočky. Jejich pracovní prostor je omezen délkou hadice pro přívod vzduchu. Nosnost zvedáku závisí na tlaku vzduchu. [2]



Obr. 1.8 – pneumatický zvedák[1]

2 MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ

2.1 Požadavkový list

Jak bylo uvedeno již v úvodu, má práce je zadaná firmou Honeywell Aerospace Olomouc s.r.o., kde mi můj konzultant Ing. Tomáš Výmola, vedoucí konstrukčního oddělení, zadal základní požadavky, které musí splňovat mnou navržené manipulační zařízení. Požadavky jsou vidět v tabulce 2.1.

Tab. 2.1 – Požadavkový list

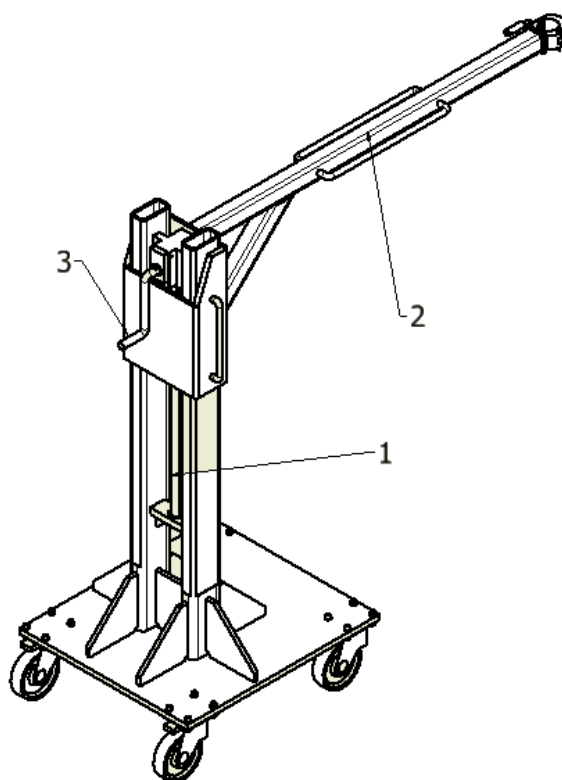
Požadavkový list	
Břemeno k manipulaci	Tlačný čep lisu Hydroform HMD-810
Průměr čepu	60 mm
Délka čepu	730 mm
Materiál čepu	Ocel
Maximální zdvih	1650 mm
Minimální zdvih*	890 mm
Pohon	Manuální
* pracovní zdvih je zmenšen na polovinu, díky metodě zakládání čepů, kde se dá dosedací plochou vyjet o 380 mm.	

Na obrázku 2.1 je vidět půdorys pracovního prostoru, kde se ukládají tlačné čepy. Maximální počet čepů je 28, ale počet se liší podle technologického postupu, pro lisovaný dílec.

Na obrázku 2.2 je vidět schéma varianty A. V této variantě jsem pro pohyb nahoru a dolů využíval šroubového mechanismu, kde se otáčela matice a šroub (1) se pohyboval. Ke šroubu bylo připevněné rameno (2). Převedení otáčivého momentu z horizontální osy na vertikální je provedeno pomocí kuželového soukolí (3). Součástí pastorku je i maticový prvek. Aby šroub nebyl tolik namáhán, tak jsou součástí konstrukce i dvě vodící tyče (4). Na konci ramene je umístěna svěrná čelist (5), do které se upevňuje čep.

Varianta A je příliš složitá konstrukce, kde se vyskytuje hned několik problémů, které prodražují výrobu a celý koncept by byl velice měkký, proto jsem se začal věnovat úpravě této varianty, tak aby bylo dosaženo vyšší tuhosti.

2.3 Varianta B



Obr. 2.3 – Varianta B

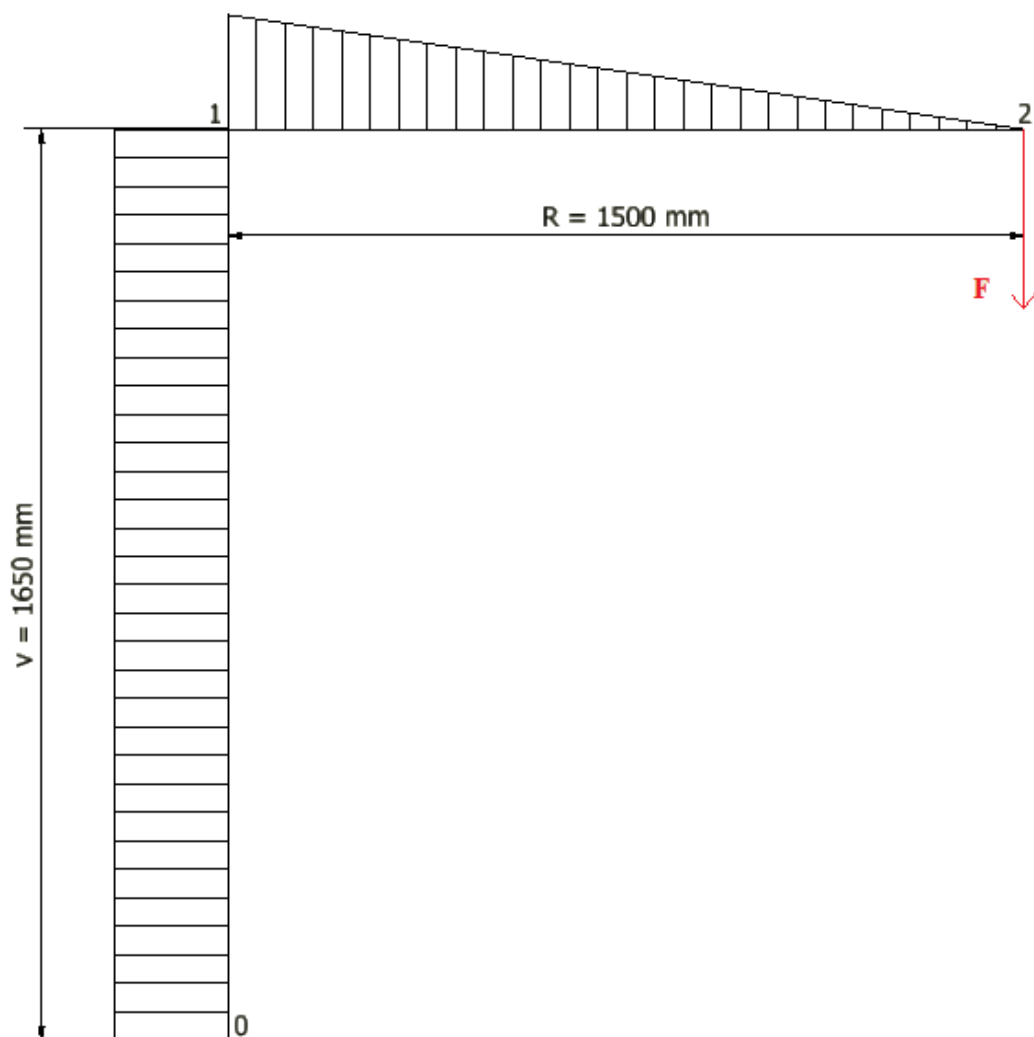
Na obrázku 2.3 je vidět schéma varianty B, kde došlo ke zvýšení tuhosti a zjednodušení konstrukce. Z konstrukce byly odstraněny vodící tyče. Pohyb je pořád zajištěn za pomoci šroubového mechanismu, jen s tím rozdílem, že otáčí se šroub (1) a matice se pohybuje. Matice je přes svěrný spoj spojena s ramenem (2). Šroubem je otáčeno pomocí kliky (3), kde je otáčivý moment, mezi klikou a šroubem, převeden opět za pomoci kuželového soukolí.

Varianta B vyhovuje jak zadaným požadavkům, tak i požadovanému zvýšení tuhosti vůči variantě A, a proto jsem se rozhodl pro konstrukční řešení varianty B.

2.4 Konstrukční řešení

2.4.1 Statické namáhání základní konstrukce

Na obrázku 2.4 je vidět schéma zatěžujících sil, které vyvolávají zatížení konstrukce. Jedinou zatěžující silou je síla F , která působí v bodě 2 a je vyvolána od tíhy čepu.



Obr. 2.4 – schéma zatížení

2.4.2 Výpočet síly F

$$F = m_c \cdot g = 16,2 \cdot 9,81 = 158,9N \quad (1)$$

Kde:

m_c ...	hmotnost čepu	[kg]
g ...	gravitační zrychlení	[ms ⁻²]

2.4.3 Výpočet hmotnosti čepu m_c

Hmotnost čepu jsem vypočítal z objemu čepu a hustoty oceli.

Hodnoty: $d=0,06$ m $l=0,730$ m $\rho_{oc}=7850$ kg·m⁻³ [5]

$$m_c = V_c \cdot \rho_{oc} = \frac{\pi d^2}{4} l \cdot \rho_{oc} = \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} 0,730 \cdot 7850 = 16,2 \text{ kg} \quad (2)$$

Kde:

d ...	průměr čepu	[m]
l ...	délka čepu	[m]
ρ_{oc} ...	hustota oceli	[kg·m ⁻³]

Z výpočtů 1 a 2 vyplývá, že čep o hmotnosti 16,2 kg působí silou F o velikosti 158,9N na konstrukci stroje.

Síla F působí konstantním ohybovým momentem na stojný nosník 0-1, jak je vidět na obrázku 2.4. Velikost konstantního ohybového momentu vyplývá z výpočtu 3.

2.4.4 Výpočet konstantního ohybového momentu M_o

Hodnoty: $F=158,9$ N $R=1500$ mm

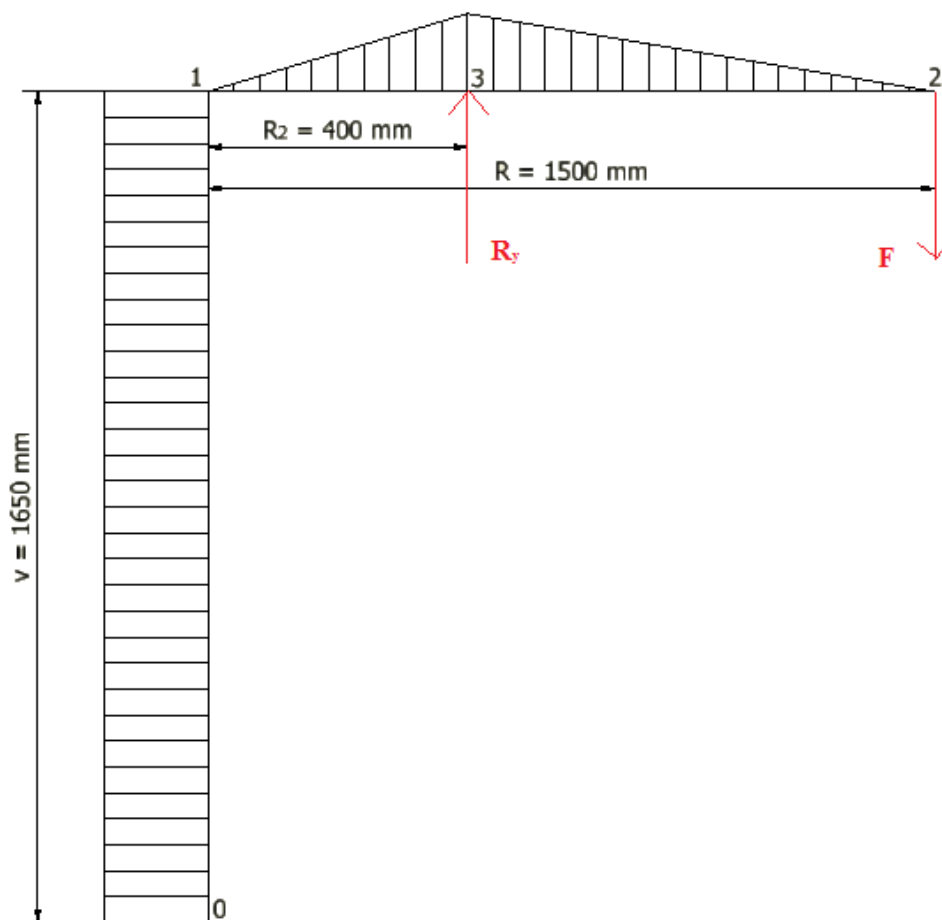
$$M_o = F \cdot R = 158,9 \cdot 1500 = 238\,383 \text{ Nmm} \quad (3)$$

Kde:

M_o ...	konstantní ohybový moment	[Nmm]
F ...	zatěžující síla	[N]
R ...	délka ramene	[mm]

Ohybový moment na rameni 1-2 není konstantní, ale jde od maxima v bodě 1 do minima v bodě 2, které je působišťem síly F . Průběh ohybového momentu na rameni 1-2 je vidět na obrázku 2.4. Maximální ohybový moment je roven konstantní hodnotě ohybového momentu, který působí na nosníku 0-1, a to proto, že se to také počítá podle vzorce 3.

Průběh ohybového momentu na rameni 1-2 se změní přidáním konstrukční podpěry, kterou si můžeme nahradit ve schématu reakční silou R_y ve směru osy y a to v bodě 3, jak je patrné z obrázku 2.5.



Obr. 2.5 – schéma ztížení s podpěrou

2.4.5 Určení velikosti reakční síly R_y

Velikost reakční síly vychází z rovnosti momentů k bodu 1 z obrázku 2.5.

Hodnoty: $F=158,9 \text{ N}$ $R=1500 \text{ mm}$ $R_2=400 \text{ mm}$

$$\sum M_{o1} = 0 \quad (4)$$

$$F \cdot R - R_y \cdot R_2 = 0 \quad (5)$$

$$R_y = \frac{F \cdot R}{R_2} = \frac{158,9 \cdot 1500}{400} = 595,9 \text{ N} \quad (6)$$

Kde:

$M_{o1} \dots$ ohybové momenty k bodu 1 [Nmm]

$F \dots$ zatěžující síla [N]

$R \dots$ délka ramene [mm]

$R_2 \dots$ vzdálenost podpěry [mm]

$R_y \dots$ reakční síla [N]

2.4.6 Výpočet maximálního momentu na rameni M_{max}

Hodnoty: $F=158,9 \text{ N}$ $R=1500 \text{ mm}$ $R_2=400 \text{ mm}$

$$M_{o_{max}} = F(R - R_2) = 158,9 \cdot (1500 - 400) = 174\,814,2 \text{ Nmm} \quad (7)$$

Kde:

$M_{o_{max}} \dots$ maximální ohybový moment [Nmm]

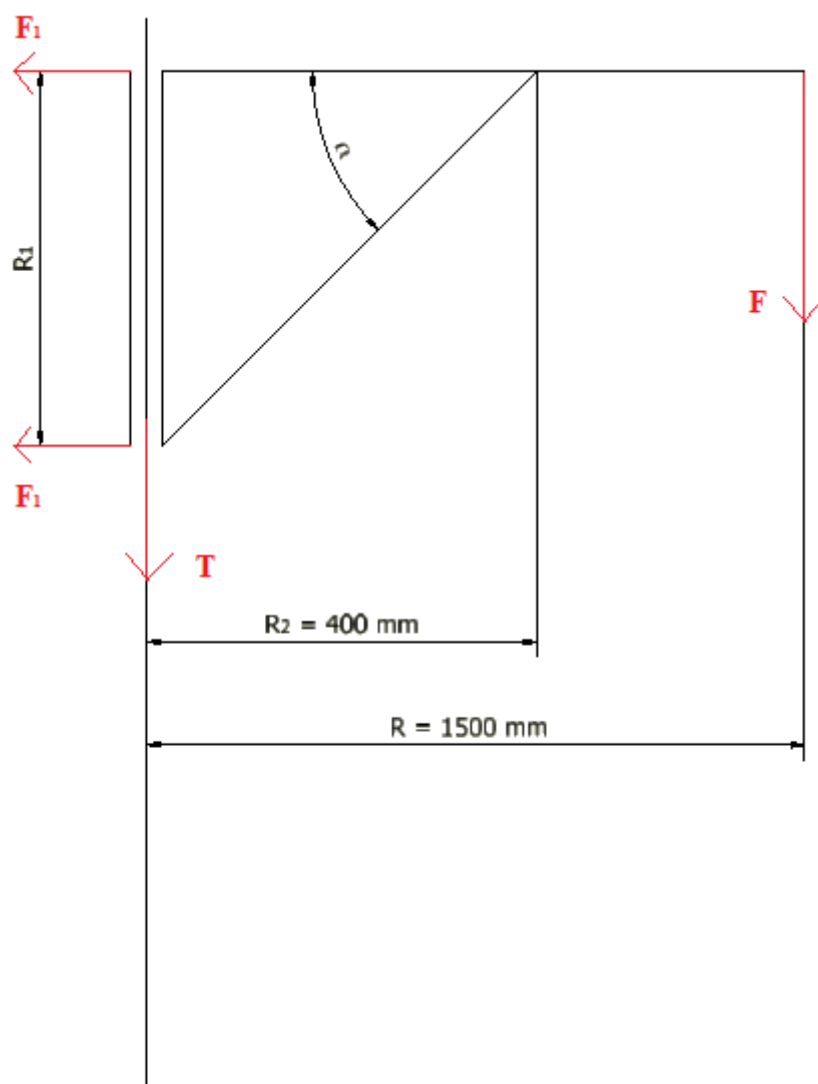
$F \dots$ zatěžující síla [N]

$R \dots$ délka ramene [mm]

$R_2 \dots$ vzdálenost podpěry [mm]

2.4.7 Výpočet třecí síly

Mezi stojným nosníkem a ramenem s podpěrou, které bude uloženo s vůlí na stojném nosníku, bude vznikat třecí síla. Třecí síla bude vyvozena silou F_1 a třecím součinitelem f . Síla F_1 je reakční silou z momentové rovnováhy. Působení sil a momentů je zakresleno na obrázku 2.6.



Obr. 2.6 – momentové schéma

Úhel podpěry α ovlivní velikost ramene R_1 . Na velikosti ramene R_1 je závislá velikost síly F_1 . Tato síla pak ovlivňuje velikost třecí síly T .

Hodnoty: $F=158,9 \text{ N}$ $R=1500 \text{ mm}$ $R_2=400 \text{ mm}$ $\alpha \in (0^\circ; 65,8^\circ)$ $f=0,09$ [5]

$$M_o = M_1 \quad (8)$$

$$F \cdot R = F_1 \cdot R_1 \quad (9)$$

$$F_1 = \frac{F \cdot R}{R_1} \quad (10)$$

$$\alpha_{max} = \tan^{-1} \frac{890}{R_2} \quad (11)$$

$$R_1 = 400 \cdot \tan \alpha \quad (12)$$

$$T = F_1 \cdot f \quad (13)$$

Kde:

$M_o; M_1 \dots$	ohybové momenty	[Nmm]
$F \dots$	zatěžující síla	[N]
$F_1 \dots$	reakční síla	[N]
$R_1 \dots$	vzdálenost silové dvojce	[mm]
$R \dots$	délka ramene	[mm]
$\alpha \dots$	úhel podpěry	[°]
$T \dots$	třecí síla	[N]
$f \dots$	součinitel tření	[-]

Ve vzorci 11 je v čitateli argumentu inverzní goniometrické funkce číslo 890, které uvádí maximální možnou vzdálenost silové dvojce R_{1max} .

Jak jsem psal výše, tak vše se mění v závislosti na velikosti úhlu podpěry α . Proto jsem interval velikosti úhlu α rozdělil po 5° . Do programu Microsoft Excel jsem zapsal zadané hodnoty a vzorce 10, 12 a 13. Na základě zadaných parametrů mi vznikla tabulka 2.2 závislosti veličin R_1 , F_1 a T na velikosti úhlu α .

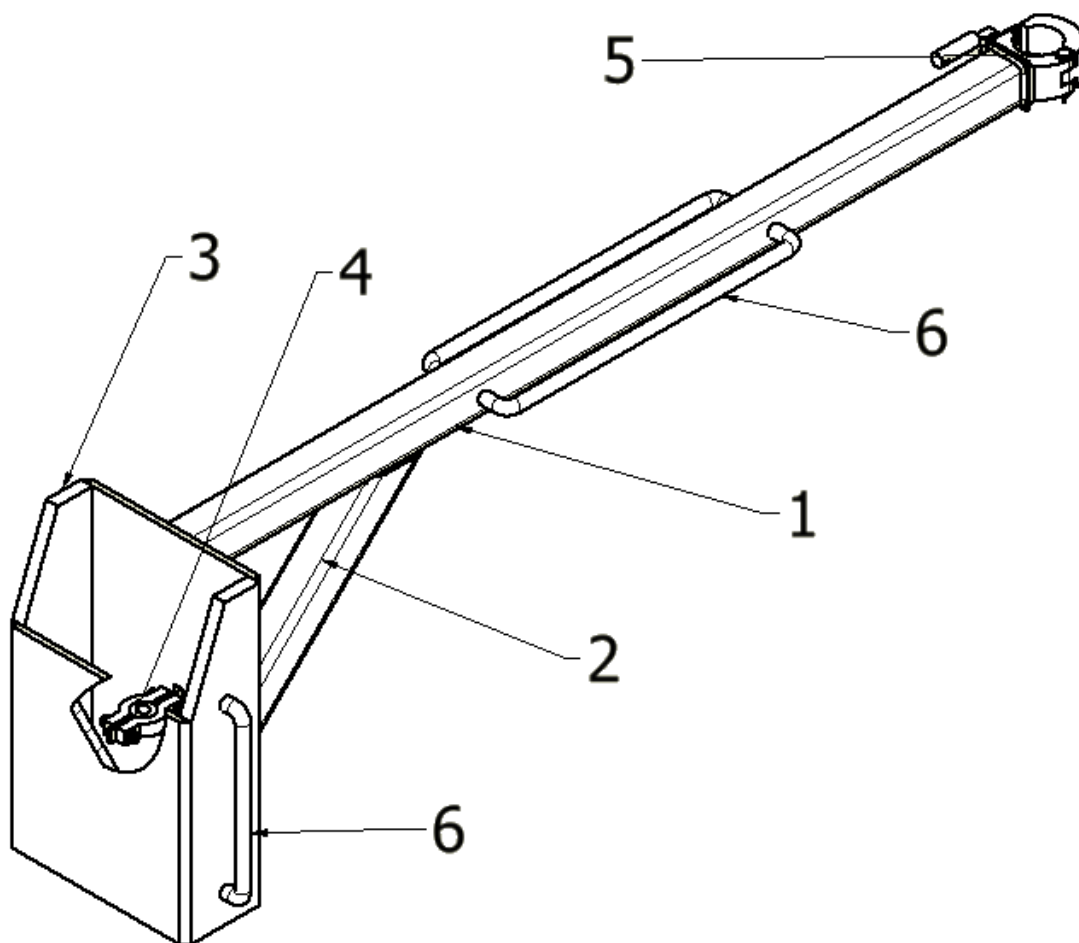
Tab. 2.2 – Vypočtené hodnoty

α [°]	R1 [mm]	F1 [N]	T [N]
5	34,9	6811,8	613,1
10	70,5	3379,8	304,2
15	107,2	2224,1	200,2
20	145,6	1637,4	147,4
25	186,5	1278	115
30	230,9	1032,2	93
35	280,1	851,1	76,6
40	335,6	710,2	63,9
45	400	596	53,6
50	476,7	500	45
55	571,3	417,3	37,6
60	692,8	344,1	31
65	857,8	278	25
65,8	890	268	24,1

Z výsledků v tabulce 2.2 vyplývá, že se zvětšováním úhlu α roste vzdálenost silové dvojce R_1 a klesá síla F_1 stejně jako třecí síla T . Malá třecí síla T při maximálním úhlu α_{\max} se jeví jako rozhodující faktor pro volbu velikosti úhlu α , ale nesmíme zapomenout jak na konstrukční řešení, tak i vzhled zařízení. Při zvážení těchto aspektů jsem se rozhodl podpěru sklonit pod úhlem $\alpha=45^\circ$. Výsledky závislých hodnot jsou v tabulce 2.2 zvýrazněny červenou barvou.

2.5 Konstrukce a kontrola ramene

Na obrázku 2.7 je vidět konstrukční řešení ramene. Rameno (1) a podpěra (2) jsou přivařeny k převlečnému svařenci (3). Ten to svařenec má vybroušené vnitřní plochy tak, aby se snížilo tření mezi stojným rámem a převlečnou částí ramene. Pomocí svěrného spoje je ve vnitřní části připevněna matice (4). Na konci ramene je přivařena úchopová čelist (5). Nedílnou součástí každého manipulačního zařízení jsou madla pro usnadnění manipulace (6).



Obr. 2.7 – rameno

2.5.1 Statická kontrola ramene

Při statické kontrole ramene vycházím ze schématu na obrázku 2.5, ze kterého vyšel vzorec 7, který nám určil maximální ohybový moment M_{omax} na rameni. Tento ohybový moment M_{omax} použiji při kontrole, mnou navrženého polotvaru ramene.

Polotvar ramene:

TR 4HR 60x5 – 1500 – ČSN 42 5720.10 – 11353.0

Hodnoty: $M_{o\max}=174\,814,2\text{ N}$ $B_1=60\text{ mm}$ $b_1=50\text{ mm}$ $R_e=180\text{ MPa}$ [5]

$k_s=1,5$

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (14)$$

$$\frac{6B_1 \cdot M_{o\max}}{B_1^4 - b_1^4} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (15)$$

$$\frac{6 \cdot 60 \cdot 174\,814,2}{60^4 - 50^4} \leq \frac{180}{1,5} \quad (16)$$

$$9,4 \leq 120 \quad (17)$$

Kde:

$\sigma_o \dots$	ohybové napětí	[MPa]
$M_{o\max} \dots$	maximální ohybový moment	[Nmm]
$W_o \dots$	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
$B_1 \dots$	vnější rozměr profilu	[mm]
$b_1 \dots$	vnitřní rozměr profilu	[mm]
$R_e \dots$	mez kluzu v tahu	[MPa]
$k_s \dots$	koefficient bezpečnosti	[Nmm]

Jak je patrné z rovnice 17, mnou zvolený profil, několika násobně převyšuje stanovenou bezpečnost.

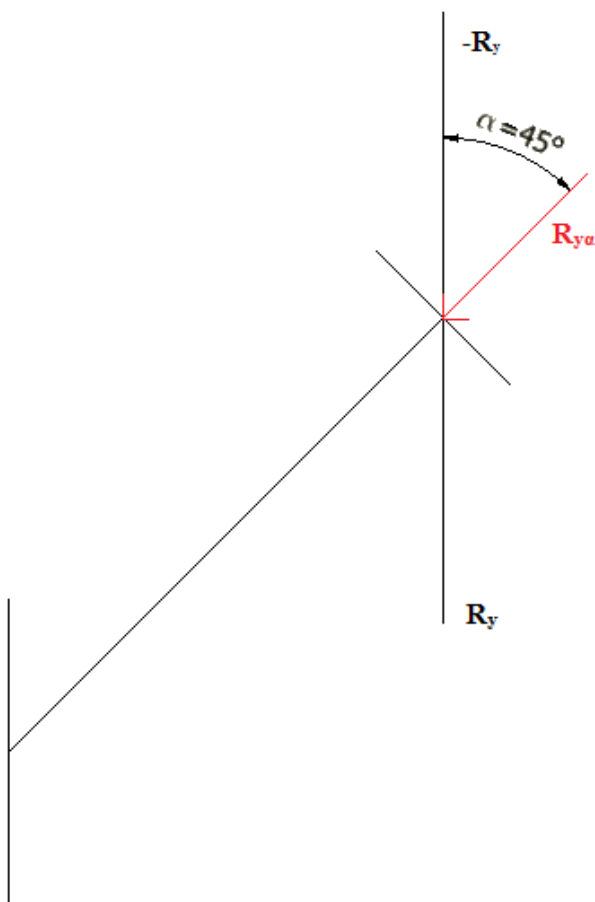
2.5.2 Kontrola podpěry

Polotvar podpěry

Průřez polotvaru podpěry je shodný s průřezem ramene jen délka se liší.

TR 4HR 60x5 – 570 – ČSN 42 5720.10 – 11353.0

Podpěra působí na rameno reakcí R_y , jak je patrné z obrázku 2.5. V opačném směru působí reakce $-R_y$ na podpěru, když sklopím reakci R_y pod daným úhlem α , tak reakce $R_{y\alpha}$ bude na podpěru působit tlakem. Celé je to patrné z obrázku 2.8.



Obr. 2.8 – zatížení podpěry

Hodnoty: $-R_y=595,9 \text{ N}$ $\alpha=45^\circ$ $B_1=60 \text{ mm}$ $b_1=50 \text{ mm}$ $R_e=180 \text{ MPa}$ [5]
 $k_s=1,5$

$$\sigma_t = \frac{R_{y\alpha}}{S_1} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (18)$$

$$\frac{\frac{R_y}{\cos \alpha}}{B_1^2 - b_1^2} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (19)$$

$$\frac{\frac{595,9}{\cos 45^\circ}}{60^2 - 50^2} \leq \frac{180}{1,5} \quad (20)$$

$$0,8 \leq 120 \quad (21)$$

Kde:

$\sigma_t...$	napětí v tlaku	[MPa]
$R_{ya}...$	sklopená reakce	[N]
$S_1...$	obsah průřezu	[mm ²]
$R_e...$	mez kluzu v tahu	[MPa]
$k_s...$	koefficient bezpečnosti	[-]
$R_y...$	reakce	[N]
$\alpha...$	úhel podpěry	[°]
$B_1...$	vnější rozměr profilu	[mm]
$b_1...$	vnitřní rozměr profilu	[mm]

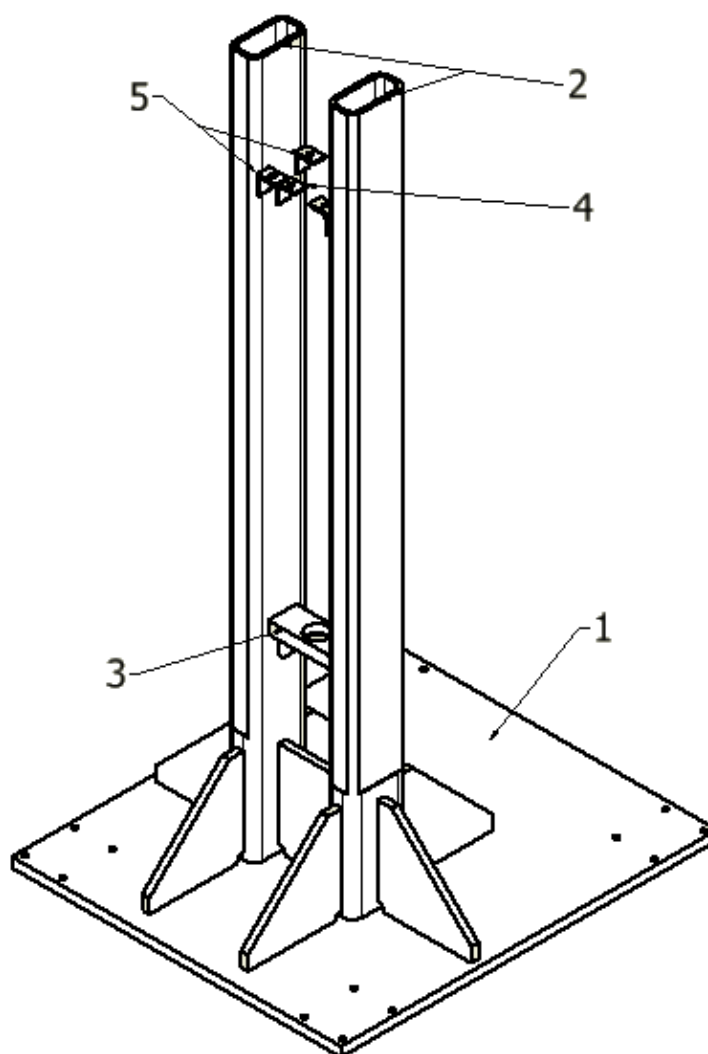
Podle výsledku z rovnice 21 je vidět, že zvolený profil namáhání zvládne.

2.6 Konstrukce a kontrola stojné konstrukce

Na obrázku 2.9 je vidět konstrukční řešení stojné konstrukce. Základem je plech (1), na kterém jsou přivařené stojné profily (2). Mezi těmito profily je přivařené spodní uložení pohybového šroubu (3), také jsou přivařené L – profily, na které se při montáži přišroubuje horní uložení pohybového šroubu (4) a uložení kliky (5).

2.6.1 Kontrola stojného profilu

Stojný profil je namáhán ohybem a tlakem jak je patrné ze schématu na obrázku 2.4. Při výpočtu redukovaného napětí σ_{RED} dochází k součtu ohybového napětí σ_o a tlakového napětí σ_t . Změnu průřezu vzniklou zbroušením na přesný rozměr, zohledňuji zvýšením koeficientu bezpečnosti k_s z 1,5 na 1,8 oproti předchozím kontrolám.



Obr. 2.9 – stojná konstrukce

Polotvar stojného profilu:

TR OBD 120x60x8 – 1500 – ČSN 42 6936.1 – 11 343

Hodnoty: $F=158,9 \text{ N}$ $M_0=238\,383 \text{ Nmm}$ $B_2=60 \text{ mm}$ $H_2=120 \text{ mm}$ $b_2=44 \text{ mm}$
 $h_2=104 \text{ mm}$ $R_e=180 \text{ mm [5]}$ $k_s=1,8$

$$\sigma_{RED} = \frac{F}{S_2} + \frac{M_0}{W_0} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (22)$$

$$\frac{F}{B_2 H_2 - b_2 h_2} + \frac{6 \cdot H_2 \cdot W_0}{B_2 H_2^3 - b_2 h_2^3} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (23)$$

$$\frac{158,9}{60 \cdot 120 - 44 \cdot 104} + \frac{6 \cdot 120 \cdot 238\,383}{60 \cdot 120^3 - 44 \cdot 104^3} \leq \frac{180}{1,8} \quad (24)$$

$$3,23 \leq 100 \quad (25)$$

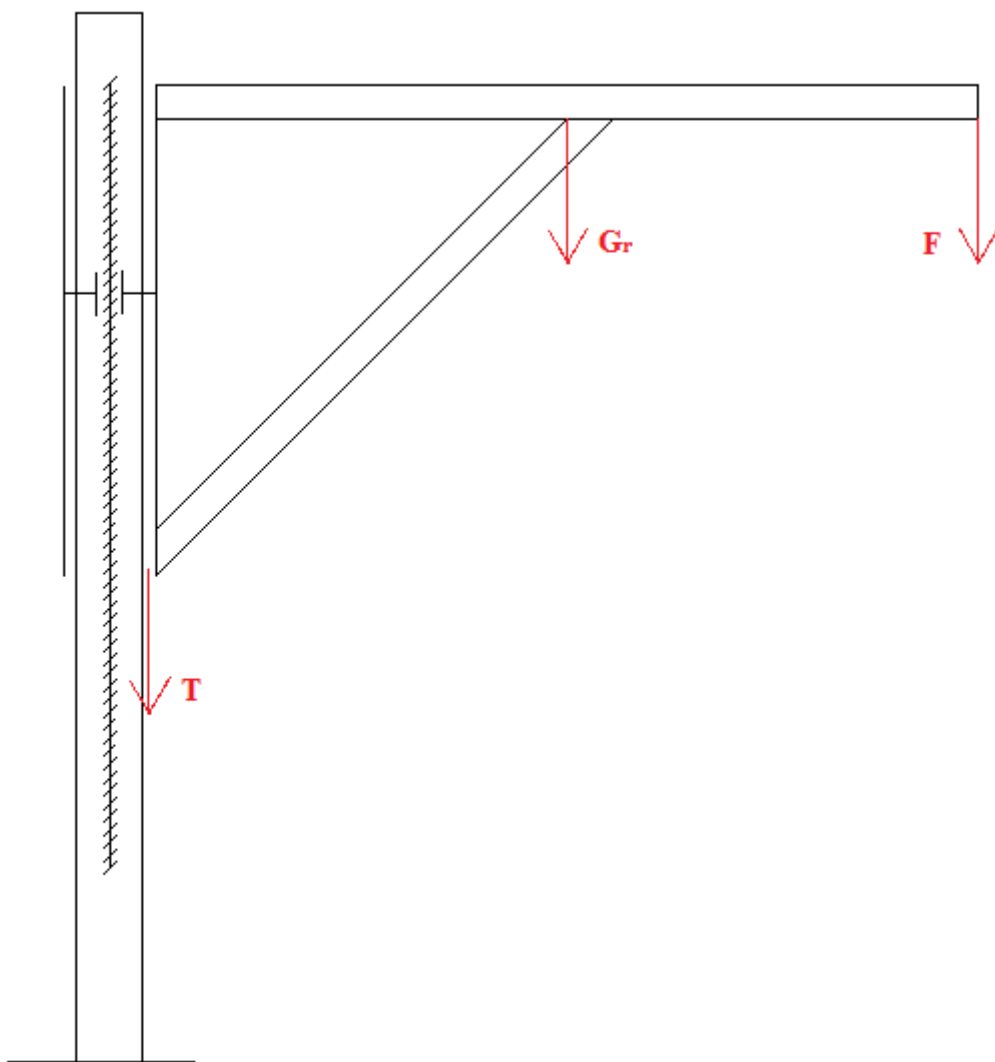
Kde:

$\sigma_{RED}...$	redukované napětí	[MPa]
$F...$	zatěžující síla	[N]
$S_2...$	obsah průřezu	[mm ²]
$M_0...$	konstantní ohybový moment	[Nmm]
$W_0...$	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
$R_e...$	mez kluzu v tahu	[MPa]
$k_s...$	koeficient bezpečnosti	[-]
$B_2...$	vnější šířka profilu	[mm]
$b_2...$	vnitřní šířka profilu	[mm]
$H_2...$	vnější délka profilu	[mm]
$h_2...$	vnitřní délka profilu	[mm]

Podle výsledku v rovnici 25 je jasné, že profil to vydrží, když dojde k mírnému ubrání materiálu, z důvodu obrobení na přesný rozměr.

2.7 Volba a výpočet pohybového šroubu

Pohybový šroub je namáhán osovou silou F_s , která je výslednicí součtu zatěžující síly F a tíhové síly vyvolané váhou ramene G_r . Tato výsledná osová síla F_s se zvětšuje nebo zmenšuje podle směru pohybu ramene (nahoru, dolů) o třecí sílu T . Osová síla namáhá šroub na tah popřípadě tlak, a díky otáčení šroubu i na krut. Ohybem tento šroub není namáhán a to díky stojným profilům, které veškeré namáhání berou na sebe. Rozložení sil je viditelné ze schématu na obrázku 2.10.



Obr. 2.10 – schéma zátěžových sil

2.7.1 Výpočet tíhové síly

Hmotnost celého ramene m_r je 25,6 kg.

$$G_r = m_r \cdot g = 25,6 \cdot 9,81 = 251,1 \text{ N} \quad (26)$$

Kde:

$G_r \dots$	tíhová síla	[N]
$m_r \dots$	váha ramene	[kg]
$g \dots$	gravitační zrychlení	[ms ⁻²]

2.7.2 Výpočet osově síly

Hodnoty: $G_r=251,1 \text{ N}$ $F=158,9 \text{ N}$ $T=53,6 \text{ N}$

$$F_s = G_r + F + T = 251,1 + 158,9 + 53,6 = 463,6 \text{ N} \quad (27)$$

Kde:

$F_s \dots$ osová síla [N]

$G_r \dots$ tíhová síla [N]

$F \dots$ zátěžová síla [N]

$T \dots$ třecí síla [N]

2.7.3 Určení nejmenšího průměru jádra šroubu

Materiál šroubu bude ocel 11 500.

Hodnoty: $\beta=1,3$ [4] $k_s=3$ [4] $R_e=245 \text{ MPa}$ [5] $F_s=463,6 \text{ N}$

$$\sigma_t \cdot \beta \leq \sigma_{Dt} \quad (28)$$

$$\frac{F_s}{\pi \left(\frac{d'_3}{2} \right)^2} \cdot \beta \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (29)$$

$$d'_3 \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_s \cdot F_s}{\pi \cdot R_e}} \quad (30)$$

$$d'_3 \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 463,6}{\pi \cdot 245}} \quad (31)$$

$$d'_3 \geq 3,065 \text{ mm} \quad (32)$$

Kde:

$\sigma_t \dots$	napětí v tahu	[N]
$\sigma_{Dt} \dots$	dovolené napětí v tahu	[N]
$\beta \dots$	koefficient neznámého krutu	[N]
$F_s \dots$	osová síla	[N]
$d_3' \dots$	nejmenší možný průměr	[N]
$R_e \dots$	mez kluzu v tahu	[N]
$k_s \dots$	koefficient bezpečnosti	[N]

Podle výsledku 32 a přiměřeně k velikosti dalších částí jsem se rozhodl pro šroub:

S 25x8

Hodnoty závitu jsou zobrazeny v tabulce 2.3.

Tab. 2.3 – rozměry závitu

Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr závitu – jmenovitý rozměr	d	25	mm
Střední průměr závitu	d_2	19	mm
Malý průměr závitu	d_3	11,116	mm
Rozteč	P	8	mm
Stoupání	P_h	8	mm
Úhel profilu	β	30+3	°
Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	H	12,702	mm
Výška závitu	h_1	6,942	mm
Zaoblení dna závitu	R	0,994	mm

2.7.4 Úplná pevnostní kontrola pohybového šroubu

Napětí v tlaku

Hodnoty: $F_s=463,6 \text{ N}$ $d_3=11,116 \text{ mm}$

$$\sigma_t = \frac{F_s}{\pi \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{463,6}{\pi \left(\frac{11,116}{2}\right)^2} = 4,8 \text{ MPa} \quad (33)$$

Kde:

$\sigma_t \dots$ napětí v tlaku [MPa]

$F_s \dots$ osová síla [N]

$d_3 \dots$ malý průměr závitu [mm]

Napětí v krutu

Nejdříve jsem si spočítal úhel stoupání závitu ψ a třecí redukovaný úhel φ' , podle vzorců 37 a 38 a výsledné hodnoty použil do vzorce 36.

Hodnoty: $F_s=463,6 \text{ N}$ $\psi=7,6^\circ$ $\varphi'=11,3^\circ$ $d_2=19 \text{ mm}$

$d_3=11,116 \text{ mm}$ $P_h=8 \text{ mm}$ $f_z=0,2$ $\beta_2=3^\circ$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (34)$$

$$\frac{F_z \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} d_3^3} = \frac{F_s \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} d_3^3} \quad (35)$$

$$\frac{463,6 \cdot \tan(7,6 + 11,3) \cdot \frac{19}{2}}{\frac{\pi}{16} 11,116^3} = 5,59 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$\psi = \tan^{-1} \frac{P_h}{\pi d_2} = \frac{8}{\pi \cdot 19} = 7,6^\circ \quad (37)$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \beta_2} = \tan^{-1} \frac{0,2}{\cos 3} = 11,3^\circ \quad (38)$$

Kde:

$\tau \dots$	napětí v krutu	[MPa]
$M_k \dots$	kroutící moment	[Nmm]
$W_k \dots$	modul průřezu v krutu	[mm ³]
$F_z \dots$	hnací síla	[N]
$F_s \dots$	osová síla	[N]
$d_2 \dots$	střední průměr závitu	[mm]
$d_3 \dots$	malý průměr závitu	[mm]
$\psi \dots$	úhel stoupání závitu	[°]
$\varphi' \dots$	třecí redukovaný úhel	[°]
$P_h \dots$	stoupání závitu	[mm]
$f_z \dots$	součinitel tření na závitu	[-]
$\beta_2 \dots$	část úhlu profilu závitu	[-]

Výpočet redukovaného napětí a porovnání s dovoleným napětím

Redukované napětí vypočtu podle Guestovi metody.

Hodnoty: $\sigma_t=4,8$ MPa $\tau=5,59$ MPa $R_e=245$ Mpa [5] $k_s=1,5$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{4,8^2 + 4 \cdot 5,59^2} = 12,2 \text{ MPa} \quad (39)$$

$$\sigma_{RED} \leq \frac{R_e}{k_s} = \frac{245}{1,5} \quad (40)$$

$$12,2 \leq 163,3 \quad (41)$$

Kde:

$\sigma_{RED} \dots$	redukované napětí	[MPa]
$\sigma_t \dots$	tlakové napětí	[MPa]
$\tau' \dots$	napětí v krutu	[MPa]
$R_e \dots$	mez kluzu v tahu	[MPa]
$k_s \dots$	koefficient bezpečnosti	[-]

Podle výsledků rovnice 41 pohybový šroub vyhovuje. Protože šroub zajišťuje pohyb ramene nahoru a dolů, tak je potřeba, aby šroub byl samosvorný, protože samovolný pohyb ramene je velice nežádoucí. Při kontrole samosvornosti šroubu vycházím z výsledků v rovnicích 37 a 38. Podmínkou samosvornosti je rovnice 42.

$$\psi < \varphi' \quad (42)$$

$$7,6 < 11,3 \quad (43)$$

Podmínka samosvornosti platí.

2.7.5 Výška matice

Minimální výška matice h_{\min} se stanoví z minimálního počtu závitů matice z_{\min} , který se stanoví z kontroly měrného tlaku v závitech.

Hodnoty: $P_D=20 \text{ MPa}$ [4] $F_s=463,6 \text{ N}$ $d_2=19 \text{ mm}$ $H_1=6 \text{ mm}$ $P=8 \text{ mm}$

$$p \leq p_D \quad (44)$$

$$\frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_D \quad (45)$$

$$z \geq \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \geq \frac{463,6}{\pi \cdot 19 \cdot 6 \cdot 20} = 0,065 \quad (46)$$

$$h_{\min} = z \cdot P = 0,065 \cdot 8 = 0,52 \text{ mm} \quad (47)$$

Kde:

$p \dots$	měrný tlak v závitech	[MPa]
$p_D \dots$	dovolený měrný tlak	[MPa]
$F_s \dots$	osová síla	[N]
$d_2 \dots$	střední průměr závitu	[mm]
$H_1 \dots$	nosná hloubka závitu	[mm]
$z \dots$	počet závitů matice	[-]
$P \dots$	rozteč závitu	[mm]
$h_{\min} \dots$	minimální výška matice	[mm]

Skutečnou výšku matice h volím z montážních a konstrukčních důvodů 20 mm. Tato matice je připevněna k rámu ramene pomocí svěrného spoje přes objímky. Proto v kapitole 2.10 je popsána kontrola šroubů svěrného spoje. Rozměry matice jsou uvedeny v tabulce 2.4.

Tab. 2.4 – rozměry matice

Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Označení závitu matice	S 25x8		
Výška matice	h	20	mm
Vnější průměr matice	d_m	35	mm

2.8 Návrh soukolí

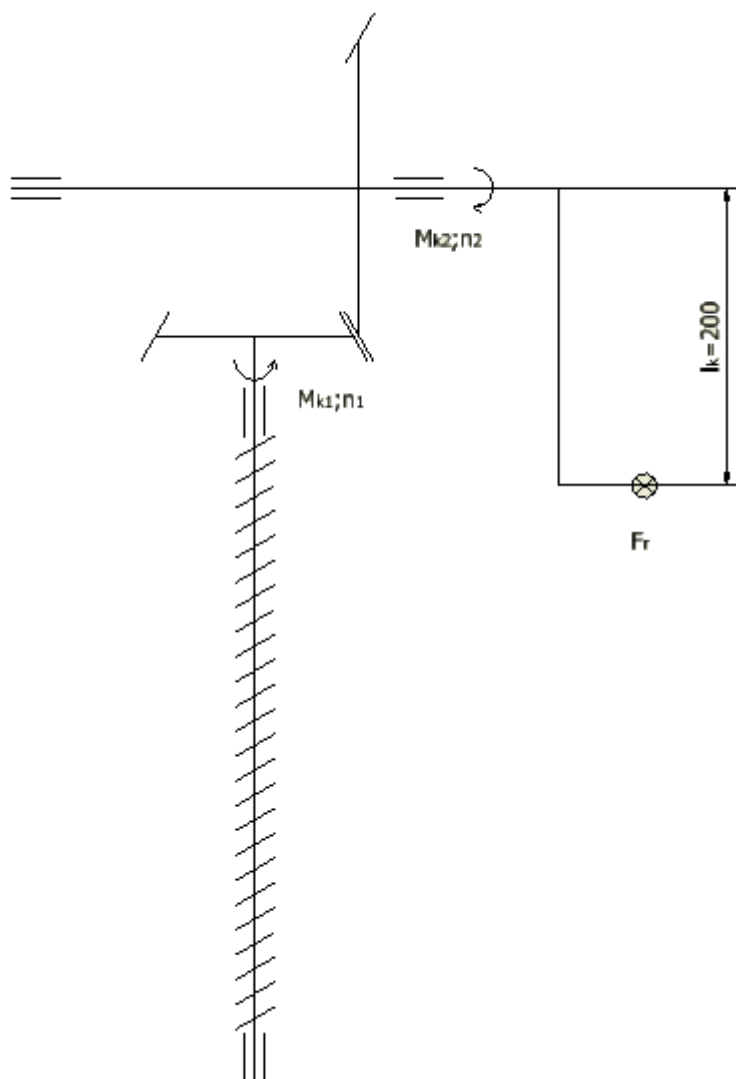
Otáčení šroubu bude poháněno klikou a převod mezi vertikální osou šroubu a horizontální osou kliky je zprostředkován kuželovým soukolím s přímými zuby. Schéma je vidět na obrázku 2.11. Klika bude poháněna lidskou silou. Požadavky na parametry soukolí a celého zdvihového mechanismu, jsou zapsány v tabulce 2.5.

Tab. 2.5 – požadavky na pohon šroubu

Požadavek	Označení	Velikost	Rozměr
Hmotnost, kterou působí dělník na kliku	m_r	max. 5	kg
Velikost zdvihu za jedno otočení kliky	h_z	30	mm

Základním předpokladem pro určení síly F_r , případně hmotnosti m_r , kterou musí dělník působit na kliku je, že krouticí moment kliky M_{k2} bude větší jak krouticí moment šroubu M_{k1} , který je největší při zvedání břemene směrem nahoru.

Vliv na velikost hmotnosti m_r , má vliv krouticí moment šroubu M_{k1} , celková účinnost převodového mechanismu η_{cel} , délka kliky l_k a převodový poměr u . Z uvedených hodnot je neznámou kromě hmotnosti převodový poměr u , proto jsem si zvolil tři hodnoty pro převodový poměr u a zjišťoval, jaká bude hmotnost m_r , kterou bude muset dělník působit na kliku. V této analýze jsem spojil vzorce 50 a 51 a vyjádřil si z nich vzorec 52 a vytvořil tabulku 2.6, kde je vidět vztah mezi převodovým poměrem u a hmotností m_r .



Obr. 2.11 – schéma pohonu

Hodnoty: $F_s=463,6 \text{ N}$ $\psi=7,6^\circ$ $\varphi'=11,3^\circ$ $d_2=19 \text{ mm}$ $\eta_L=0,99$ [3]
 $\eta_p=0,96$ [3] $l_k=200 \text{ mm}$

$$M_{k1} = F_s \cdot \tan(\psi + \varphi') \frac{d_2}{2} = 463,6 \cdot \tan(7,6 + 11,3) \cdot \frac{19}{2} = 1507,9 \text{ Nmm} \quad (48)$$

$$\eta_{cel} = \eta_L^2 \cdot \eta_p = 0,99^2 \cdot 0,96 = 0,94 \quad (49)$$

$$M_{k1} < \frac{M_{k2}}{u \cdot \eta_{cel}} \quad (50)$$

$$M_{k2} = F_r \cdot l_k = m_r \cdot g \cdot l_k \quad (51)$$

$$m_r > \frac{M_{k1} \cdot u \cdot \eta_{cel}}{g \cdot l_k} \quad (52)$$

Kde:

$M_{k1} \dots$	kroucí moment šroubu	[Nmm]
$F_s \dots$	osová síla	[N]
$\psi \dots$	úhel stoupání závitu	[°]
$\varphi' \dots$	redukovaný třecí úhel	[°]
$d_2 \dots$	střední průměr závitu	[mm]
$\eta_{cel} \dots$	celková účinnost	[-]
$\eta_L \dots$	účinnost ložisek na hřídeli	[-]
$\eta_p \dots$	účinnost převodu	[-]
$M_{k2} \dots$	kroucí moment kliky	[Nmm]
$u \dots$	převodový poměr	[-]
$d_2 \dots$	střední průměr závitu	[mm]
$F_r \dots$	síla působící na kliku	[N]
$l_k \dots$	délka kliky	[mm]
$m_r \dots$	hmotnost na kliku	[kg]

Tab. 2.6 – závislost m_r na u

Závislost hmotnosti m_r na převodovém poměru u				
Převodový poměr	u	3	4	5
Hmotnost	m_r	2,16 kg	2,88 kg	3,6 kg

Všechny výsledky z tabulky 2.6 vyhovují první podmínce z tabulky 2.5. Ještě je potřeba zjistit, jestli převodové poměry u vyhovují druhé podmínce z tabulky 2.5. Aby se matice posunula nahoru nebo dolů o 30 mm, musí se šroub s roztečí 8 mm otočit 3,75 krát za jedno otočení kliky. Tohle vyplývá ze vztahů 53 a 54.

Hodnoty: $h_z=30$ mm $P=8$ mm $n_2=1$

$$n_1 = \frac{h_z}{P} = \frac{30}{8} = 3,75 \quad (53)$$

$$u_{min} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3,75}{1} = 3,75 \quad (54)$$

Kde:

$h_z \dots$ zdvih matice [mm]

$P \dots$ rozteč [mm]

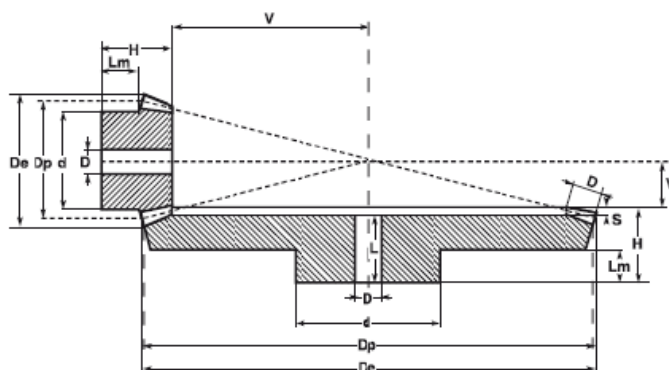
$n_1 \dots$ otáčky šroubu [-]

$n_2 \dots$ otáčky kliky [-]

$u_{min} \dots$ minimální převodový poměr [-]

Nejmenší převodový poměr je 3,75, a proto převodový poměr 3, s kterým se počítalo v mé analýze je nevyhovující. Konečný převodový poměr soukolí u volím 4, vyhovuje oběma podmínkám z tabulky 2.5 a má nižší hmotnost m_r než ostatní vyhovující poměry z tabulky 2.6.

Ozubené soukolí bude vyrobeno firmou T.E.A. TECHNIK s.r.o. Základním požadavkem byl převodový poměr $u=4$ a modul ozubení $m=2$. Těmto požadavkům vyhovuje produkt s označením KK201560. Na obrázku 2.12 je část katalogu s obrázkem a rozměry požadovaného produktu. Některé rozměry, převážně připojovací, budou následně upraveny po dodání podle výrobního výkresu, který je v příloze.



Převod 1:4												
Objednací číslo soukolí	Modul	Z	De	Dp	H	F	d	D	V	L	Lm	S
KK101560	1	15	17,80	15,0	17,2	9,3	13,3	4	20,8		7,7	
		60	60,30	60,0	17,1	9,3	30,3	8	4,9	15,2	10,0	1,9
KK151560	1,5	15	26,70	22,5	23,0	11,0	20,3	8	34,0		11,7	
		60	90,40	90,0	34,0	11,0	50,3	16	8,0	31,2	25,0	2,8
KK201560	2	15	35,60	30,0	31,0	16,0	25,3	8	44,0		14,4	
		60	120,60	120,0	37,6	16,0	60,3	16	10,4	24,2	25,0	3,4
KK251560	2,5	15	44,50	37,5	38,1	19,0	32,3	14	55,9		18,4	
		60	150,70	150,0	44,8	19,0	60,3	20	13,2	40,0	30,0	4,8

Obr. 2.12 – katalog soukolí[10]

2.9 Kontrola spojení soukolí a hřídelů

2.9.1 Spojení pastorku a šroubu

Spojení je provedeno pomocí čtyřhranu na šroubu a čtyřhranného otvoru v pastorku. Velikost čtyřhranu je 10x10 mm a jádro čtyřhranu má průměr také 10 mm. V rovnici 32 jsem určil nejmenší možný průměr jádra šroubu, a protože jádro čtyřhranu je větší jak nejmenší možný průměr šroubu je jasné, že čtyřhran přenesení požadované síly a momenty.

2.9.2 Spojení ozubeného kola a hřídele

Hřídel je spojená s ozubeným kolem pomocí pera. Použil jsem PERO 8e7x7x20 ČSN 02 2562. U tohoto pera jsem provedl kontrolu na stříh.

Hodnoty: $M_{k2}=5650 \text{ Nmm}$ $d=25 \text{ mm}$ $l=20 \text{ mm}$ $b=8 \text{ mm}$
 $\tau_{Ds}=30 \text{ MPa}$ [4]

$$F_p = \frac{M_{k2}}{\frac{d}{2}} = \frac{5650}{\frac{25}{2}} = 452 \text{ N} \quad (55)$$

$$\tau_s = \frac{F_p}{l \cdot b} = \frac{452}{20 \cdot 8} = 2,8 \text{ MPa} \quad (56)$$

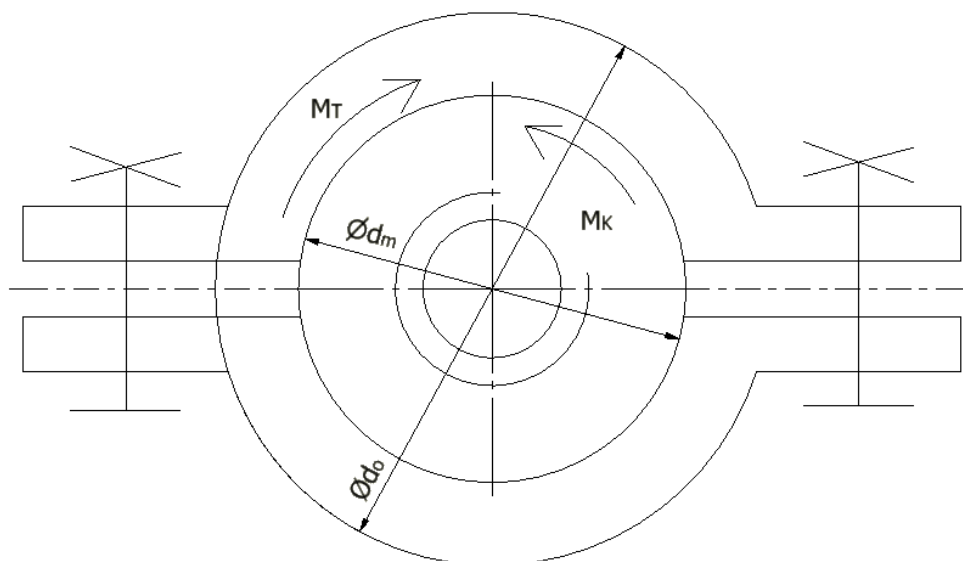
$$\tau_s \leq \tau_{Ds} \quad (57)$$

Kde:

$F_p \dots$	střižná síla	[N]
$M_{k2} \dots$	krouťící moment kliky	[Nmm]
$d \dots$	průměr hřídele	[mm]
$\tau_s \dots$	napětí ve stříhu	[MPa]
$\tau_{Ds} \dots$	dovolené napětí ve stříhu	[MPa]
$l \dots$	délka pera	[mm]
$b \dots$	šířka pera	[mm]

PERO 8e7x7x20 ČSN 02 2562 vyhovuje a přenesou požadované síly a momenty.

2.10 Kontrola svěrného spoje matice a rámu ramene



Obr. 2.13 – schéma svěrného spoje

Svěrný spoj matice je realizován za pomoci dvou objímek a dvou šroubů M8x50 ISO 4762 – 4.6. Moment M_k , který je vyznačený na obrázku 2.13, a je potřeba ho přenést do objímek, je shodný s kroutícím momentem šroubu M_{k1} . Z reakčního momentu M_T určíme maximální tlak svěrného spoje p_{max} , který vede ke zjištění potřebné osové síly šroubu F_o .

Hodnoty: $M_{k1}=1507,9 \text{ Nmm}$ $k=1,5$ $h=20 \text{ mm}$ $f=0,2$ [5] $d_m=35 \text{ mm}$
 $i=2$

$$M_T > M_k \quad (58)$$

$$M_T = k \cdot M_{k1} = 1,5 \cdot 1507,9 = 2261,9 \text{ Nmm} \quad (59)$$

$$M_T = h \cdot f \cdot p_{max} \cdot d_m^2 \quad (60)$$

$$p_{max} = \frac{M_T}{h \cdot f \cdot d_m^2} = \frac{2261,9}{20 \cdot 0,2 \cdot 35^2} = 0,46 \text{ MPa} \quad (61)$$

$$F_o = \frac{\pi \cdot p_{max} \cdot d_m \cdot h}{4 \cdot i} = \frac{\pi \cdot 0,46 \cdot 35 \cdot 20}{4 \cdot 2} = 126,4 \text{ N} \quad (62)$$

Kde:

$M_T...$	reakční moment	[Nmm]
$M_{kl}...$	krouťící moment šroubu	[Nmm]
$k...$	bezpečnost proti prokluzu	[-]
$h...$	výška matice	[mm]
$f...$	součinitel tření	[-]
$p_{max}...$	maximální tlak	[MPa]
$d_m...$	vnější průměr matice	[mm]
$F_o...$	osová síla	[N]
$i...$	počet šroubů	[-]

2.10.1 Kontrola šroubu M8x50 ISO 4762 – 4.6

Úplnou pevnostní kontrolou zjistím, jestli šroub M8x50 ISO 4762 – 4.6 vydrží namáhání osovou silou F_o .

Hodnoty: $F_o=126,4$ N $d_2=7,188$ mm $d_3=6,466$ mm $P_h=1,25$ mm
 $\beta=60^\circ$ $f_z=0,2$ [4] $R_e=240$ MPa [5] $k_s=1,5$

$$\psi = \tan^{-1} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \tan^{-1} \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = 3,17^\circ \quad (63)$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} = \tan^{-1} \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} = 13^\circ \quad (64)$$

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{126,4}{\pi \cdot \left(\frac{6,466}{2}\right)^2} = 3,8 \text{ MPa} \quad (65)$$

$$\tau = \frac{8 \cdot F_o \tan(\psi + \varphi') d_2}{\pi d_3^3} = \frac{8 \cdot 126,4 \cdot \tan(3,17 + 13) \cdot 7,188}{\pi \cdot 6,466^3} = 2,48 \text{ MPa} \quad (66)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{3,8^2 + 4 \cdot 2,48^2} = 6,25 \text{ MPa} \quad (67)$$

$$\sigma_{RED} \leq \frac{R_e}{k_s} \leq \frac{240}{1,5} \quad (68)$$

$$6,25 \leq 160 \quad (69)$$

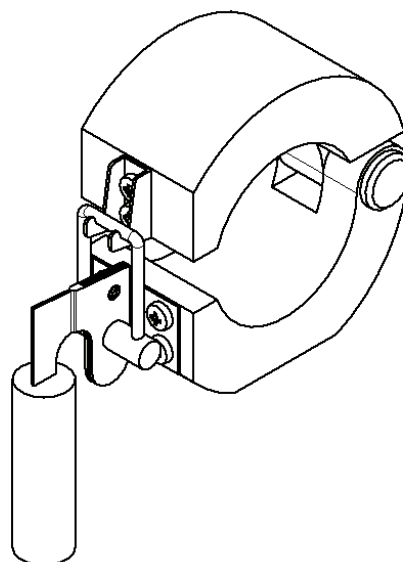
Kde:

$\sigma_{RED}...$	redukované napětí	[MPa]
$\sigma_t...$	napětí v tahu	[MPa]
$\tau...$	napětí v krutu	[MPa]
$F_o...$	osová síla	[N]
$d_2...$	střední průměr závitu	[mm]
$d_3...$	malý průměr závitu	[mm]
$P_h...$	stoupání závitu	[mm]
$\beta...$	úhel profilu	[°]
$f_z...$	součinitel tření na závitu	[-]
$R_e...$	mez kluzu v tahu	[MPa]
$k_s...$	koefficient bezpečnosti	[-]
$\psi...$	úhel stoupání závitu	[°]
$\varphi'...$	třecí redukovaný úhel	[°]

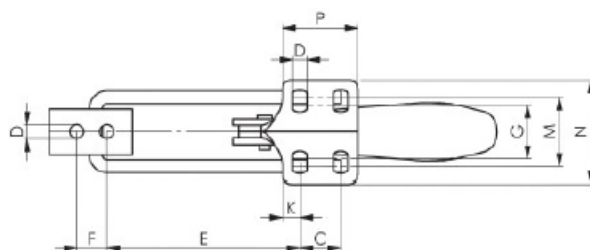
Mnou zvolený šroub M8x50 ISO 4762 – 4.6 vyhovuje podle rovnice 69.

2.11 Upínací čelist

Upínací čelist je navržena na principu svěrného spoje s jednostranně rozříznutým nábojem. Čelist se skládá z pevné a pohyblivé části, které jsou spojeny čepem. Sevření zde nezajišťuje šroub, ale rychloupínač s uzávěrem velikost 2 od firmy Naros s.r.o. číslo 94698. Základní konstrukce je patrná z obrázku 2.14. Rozměry a parametry rychloupínače podle katalogu jsou vidět na obrázku 2.15.

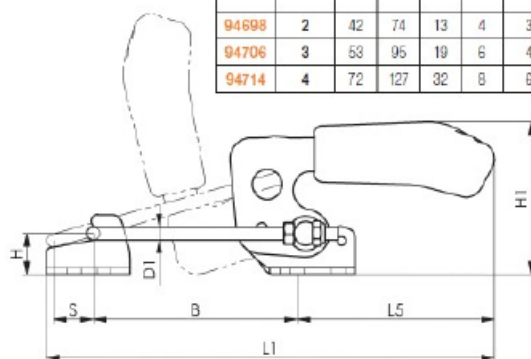


Obr. 2.14 – upínací čelist



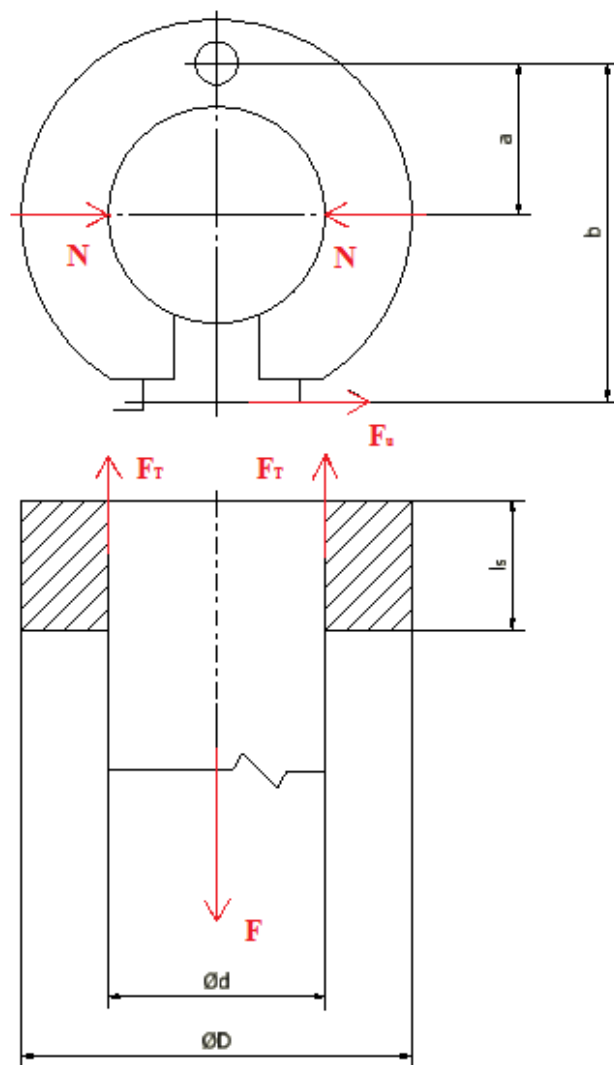
Obj. č.	Velikost	F1 [kN]	Hmotnost [g]
94698	2	1,6	120
94706	3	3,2	330
94714	4	7,0	810

Obj. č.	Velikost	B _{min}	B _{max}	C	D1	E _{min}	E _{max}	F	D	H	H1	K	L1	P	M	N	S	G	L5
94698	2	42	74	13	4	38	70	11	5,2	12	47	6,5	166	26	24	38	23	19	70
94706	3	53	95	19	6	48	90	14	6,5	19	70	8,0	210	35	32	48	30	25	95
94714	4	72	127	32	8	65	120	19	8,5	25	92	9,5	270	51	46	65	44	36	113



Obr. 2.15 – rozměry rychloupínače[9]

Kontroloval jsem schopnost rychloupínače vyvolat požadované sevření. Katalog uvádí velikost vyvolané síly upínačem $F_u=1600$ N. Dalším důležitým prvkem je milimetr silná vrstva teflonu na povrchu stykových ploch čelistí s čepem, aby nedocházelo k otláčení a poškození povrchu čepu. Třecí součinitel mezi ocelí a teflonem má hodnotu $0,07 \div 0,11$. Můj výpočet nevychází z momentové podmínky, ale silové podmínky, kdy vyvolaná síla sevřením N musí být větší, než síla zatěžující F . Působení sil na svěrný spoj je zakresleno na obrázku 2.16.



Obr. 2.16 – síly ve svěrném spoji

Hodnoty: $F=158,9 \text{ N}$ $a=43,5 \text{ mm}$ $b=96,5 \text{ mm}$ $f_T=0,11 [11]$ $k=1,5$
 $F_u=1600 \text{ N}$

$$N \geq F \quad (70)$$

$$F_T = \frac{k \cdot F}{2} = \frac{1,5 \cdot 158,9}{2} = 119,2 \text{ N} \quad (71)$$

$$N = \frac{F_T}{f_T} = \frac{119,2}{0,11} = 1083,6 \text{ N} \quad (72)$$

$$F_o = \frac{N \cdot a}{b} = \frac{1083,6 \cdot 43,5}{96,5} = 488,5 \quad (73)$$

$$F_u \geq F_o \quad (74)$$

Kde:

N...	normálová síla	[N]
F...	zatěžující síla	[N]
F _T ...	třecí síla	[N]
k...	koeficient bezpečnosti	[-]
f _T ...	součinitel tření	[-]
F _o ...	síla upínače	[N]
F _u ...	předepsaná síla upínače	[N]
a...	vzdálenost síly N od vetknutí	[mm]
b...	vzdálenost síly F _o od vetknutí	[mm]

F_u je větší než požadovaná síla F_o, a proto může být zvolený upínací prvek použit.

2.11.1 Kontrola čepu

ČEP 12x60x3,2 B ISO 2341 – St, který spojuje čelisti je namáhán na ohyb. V rovnici 75, 76, 77 a 78 jsem provedl kontrolu tohoto čepu. Schéma působení sil je vidět na obrázku 2.17.

Hodnoty: N=1083,4 N d_č=12 mm b=7,5 mm R_e=180 MPa [5] k_s=1,5

$$M_o = \frac{N}{2} \cdot b \quad (75)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{N}{2} \cdot b}{\frac{\pi \cdot d_{\text{č}}^3}{32}} = \frac{16 \cdot 1083,4 \cdot 7,5}{\pi \cdot 12^3} = 23,9 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$\tau_{Do} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{180}{1,5} = 120 \text{ MPa} \quad (77)$$

$$\tau_o \leq \tau_{Do} \quad (78)$$

Kde:

$\sigma_o \dots$ napětí v ohybu [MPa]

$\sigma_{Do} \dots$ dovolené napětí v ohybu [MPa]

$N \dots$ normálová síla [N]

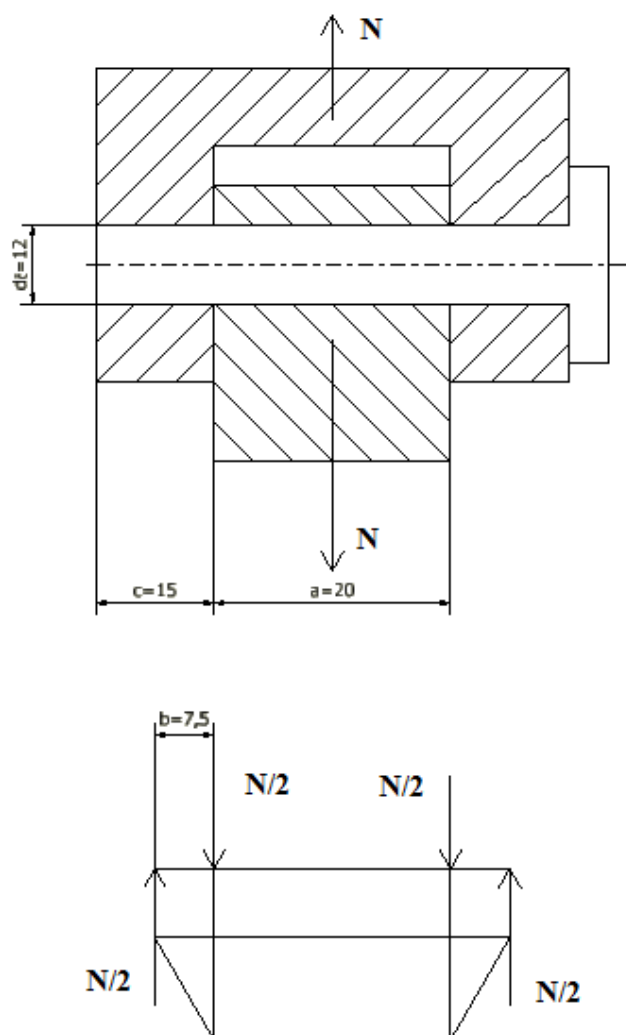
$d_{\check{c}} \dots$ průměr spojovacího čepu [mm]

$b \dots$ rameno síly [mm]

$R_e \dots$ mez kluzu v tahu [MPa]

$k_s \dots$ koeficient bezpečnosti [-]

Čep vyhovuje podmínce 78.



Obr. 2.17 – zatížení čepu

2.12 Ložiska

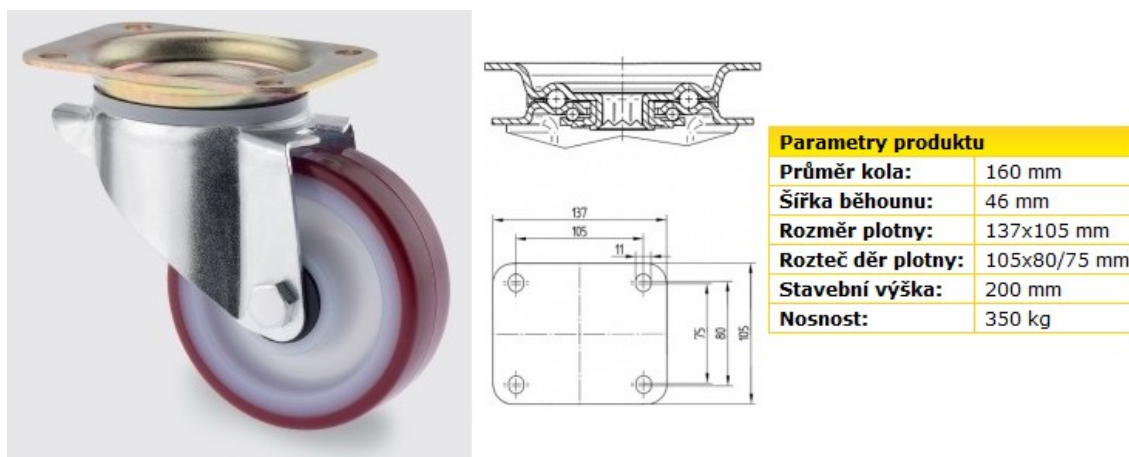
Jak hřídel, tak šroub jsou uloženy v rámu pomocí ložisek. Hřídel je uložena ve dvou jednořadých kuličkových ložiscích LOŽISKO 6004 ČSN 02 4630. Šroub je uložen také ve dvou ložiscích. První ložisko je shodné s ložiskem hřídele. Druhé ložisko přenáší nejen radiální zatížení, ale i axiální zatížení. Jde o jednořadé kuželíkové ložisko typu: LOŽISKO 30204 ČSN 02 4720. Ložiska nebudou moc zatížena, díky tomu, že půjde o ruční pohon, a proto by kontrola únosnosti neměla význam.

2.13 Kolečka

Pohyb a otáčení celého manipulačního stroje je zajištěno pomocí 4 průmyslových koleček. Dvě kolečka jsou opatřena brzdou. Kolečka jsou plně otočná a zajišťují bezproblémový pohyb stroje ve všech čtyřech směrech. Kolečka budou objednána u firmy HANET. Rozměry jsou vidět na obrázku 2.18. Označení koleček je následující:

Kolečko bez brzdy: 3470 UAR 160 P63.

Kolečko s brzdou: 3477 UAR 160 P63

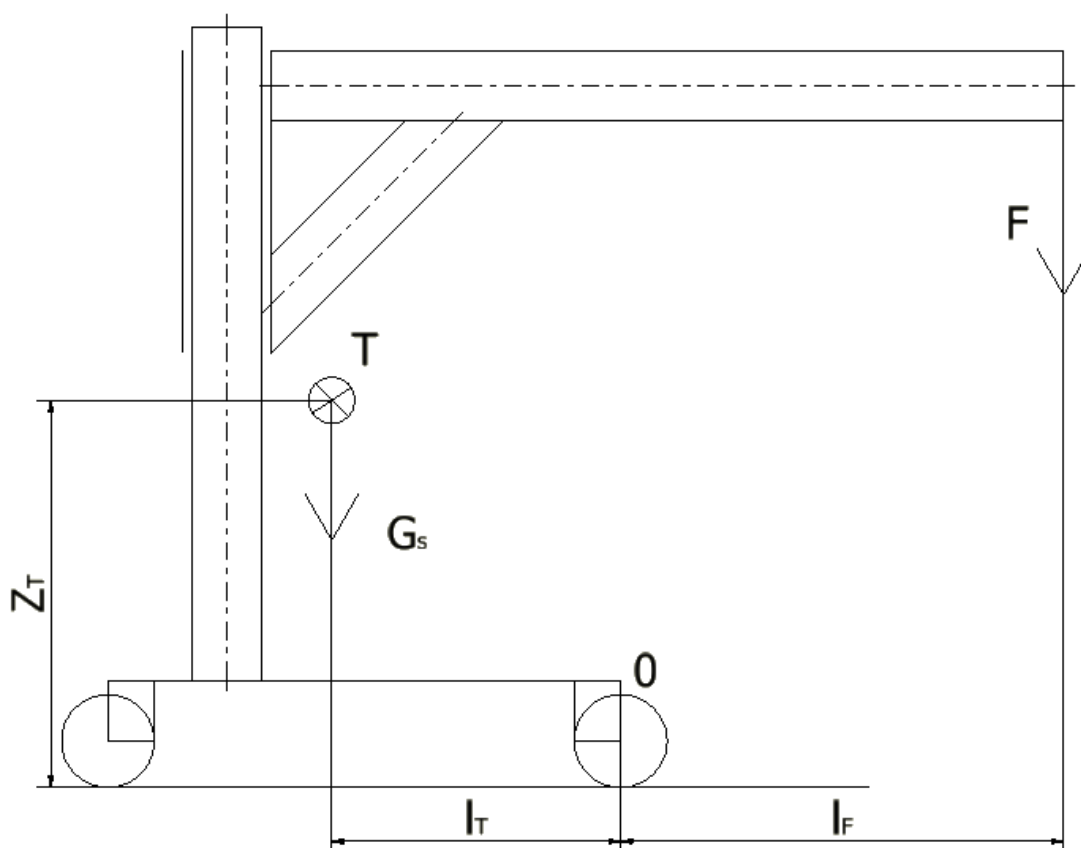


Obr. 2.18 – rozměry kolečka

Váha zařízení bez koleček a břemene je 204 kg. Když k této váze přičtu 16,2 kg, tak dostávám maximální zátěž na kolečka, která činí 220,2 kg. Jedno kolečko má nosnost 350 kg. Nosnost jednoho kolečka je větší jak celková zátěž, proto vyhovuje. Celková hmotnost stroje i s kolečky je 212,3 kg. Hmotnost zařízení je určena na základě modelu vytvořeného v programu Inventor 2012.

2.14 Stabilita zařízení

Stabilita je velmi důležitá a to kvůli tomu že zařízení je plně ovládáno člověkem a případná nehoda by mohla mít fatální následky. V práci se zabývám hlavně podélnou statickou bezpečností. Kvůli lidskému faktoru jsem se rozhodl, že při výpočtu zvětším nestabilizující momenty o bezpečnost $k=2$. Poloha těžiště byla určena programem Inventor 2012. Schéma rozložení sil je vidět na obrázku 2.19. Síla F vytváří nestabilizující moment a síla G_s naopak vytváří stabilizující moment.



Obr. 2.19 – podélná stabilita

Co se týká příčné stability, je těžiště přesně uprostřed základové desky. Není ani jedna síla, co by vytvářela nestabilizující momenty v příčném směru, a proto jsem provedl pouze výpočet podélné stability.

Bodem stability je bod nula. Stabilizující momenty jsou kladné a nestabilizující jsou záporné. Pokud výsledný moment k bodu nula vyjde kladný, je zařízení stabilní, pokud vyjde moment k bodu nula záporný, je zařízení nestabilní a museli bychom jeho stabilitu konstrukčně zajistit.

Hodnoty: $m_s=212,3 \text{ kg}$ $F=158,9 \text{ N}$ $l_T=395,3 \text{ mm}$ $l_F=1055 \text{ mm}$ $k=2$

$$G_s = m_s \cdot g = 212,3 \cdot 9,81 = 2082,7 \text{ N} \quad (79)$$

$$\begin{aligned} M_o &= G_s \cdot l_T - F \cdot l_F \cdot k = \\ &= 2082,7 \cdot 395,3 - 158,9 \cdot 1055 \cdot 2 = 488\,012 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (80)$$

Kde:

$m_s \dots$	hmotnost stroje	[kg]
$g \dots$	gravitační zrychlení	[ms ⁻²]
$G_s \dots$	tíhová síla stroje	[N]
$M_o \dots$	moment k bodu nula	[Nmm]
$l_T \dots$	vzdálenost těžiště od bodu nula	[mm]
$l_F \dots$	vzdálenost síly F od bodu nula	[mm]
$k \dots$	koeficient bezpečnosti	[-]

Moment vyšel kladný, takže stroj je podélně staticky stabilní.

3 ZÁSObNÍK

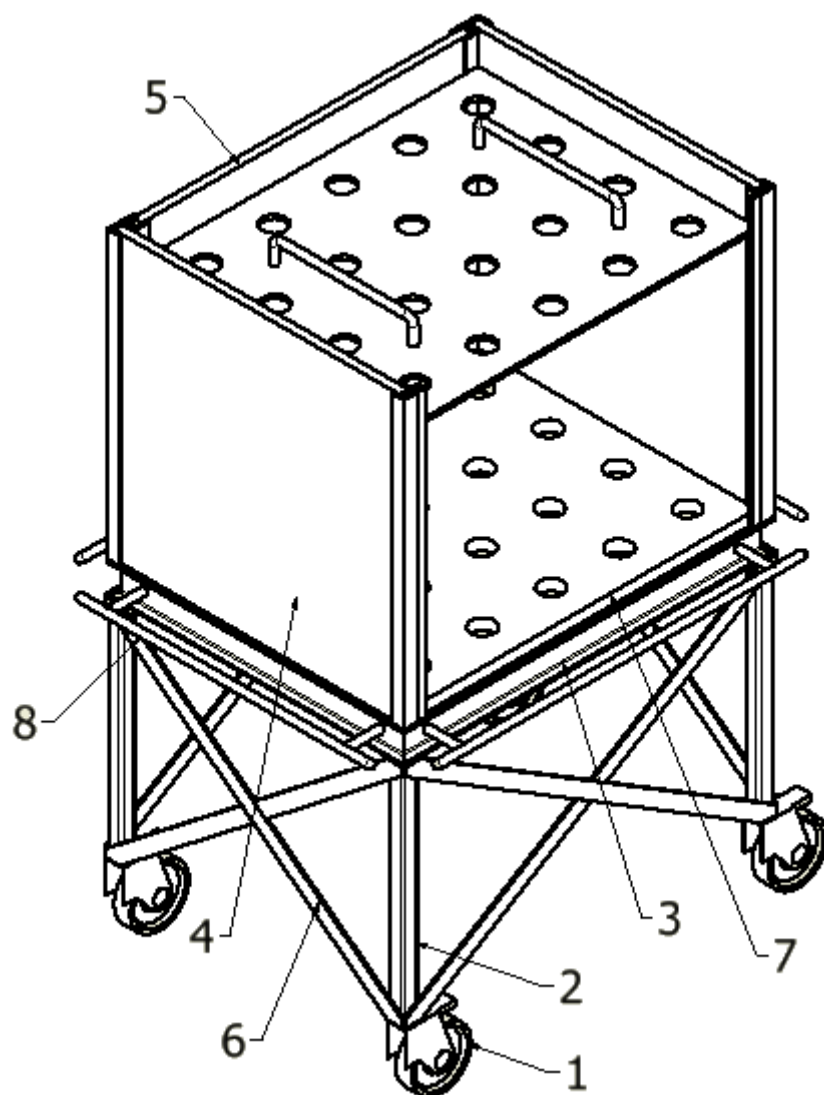
V rámci své bakalářské práce jsem měl navrhnout zásobník pro tlačné čepy. Požadavky na daný zásobník jsou zobrazeny v tabulce 3.1.

Tab. 3.1 – požadavkový list

Požadavkový list zásobníku	
Skladovaný materiál	Tlačný čep lisu Hydroform HMD-810
Průměr čepu	60 mm
Délka čepu	730 mm
Materiál čepu	Ocel
Počet čepů	20*
Výška úložné plochy	890 mm
Speciální požadavek	Mobilní
* Počet čepů v zásobníku je snížen na 20 z původních 28. Toto snížení je zadáno firmou Honeywell na základě technologických postupů lisovaných součástí. Aby bylo možné uložit všech 28 čepů, nechá firma vyrobit 2 zásobníky s tím, že druhý se zbylými čepy bude uložen ve skladu.	

3.1 Konstrukční řešení zásobníku

Zásobník, jehož schéma je vidět na obrázku 3.1, je svařenec několika profilů, opatřený kolečky (1) pro dobrou manipulaci. Nohy (2) zásobníku jsou tvořeny čtvercovým profilem TR 4HR 40x4 – 650 – ČSN 42 5720.00 – 11 353.0. Rám (3) dosedací plochy je tvořen I – profily I 80/B ČSN 42 5550.0 – 11 373.0. Dno zásobníku je tvořeno plechem P5 – 100x800 ČSN 42 5310.11 – 11 373.0. Dřevěné boky (4) a záda (5) jsou uloženy v U – profilu U 40/B – 770 – ČSN 42 5570 – 11 373.0. Výztuže (6) jsou vyrobeny z polotvaru TYČ PLOCHÁ 40x5 Z – ČSN 42 5522.01 – 11 343.0. Na dně je umístěno dřevěné úložiště (7), pro přesné uspořádání čepů. Okolo celého zásobníku jsou přivařena madla (8).



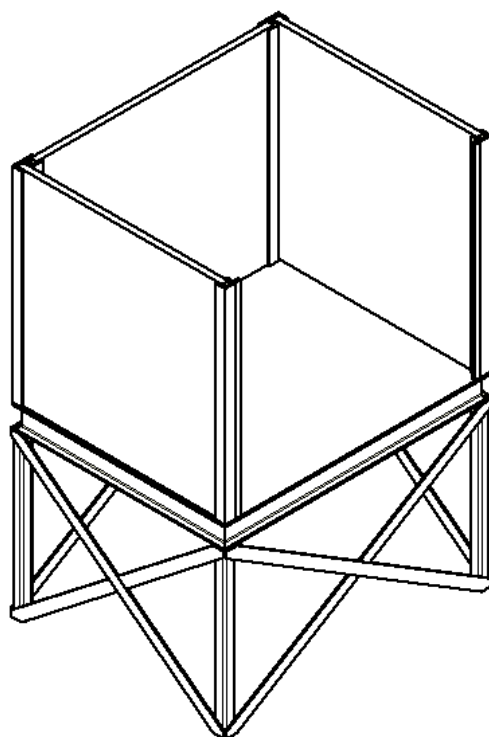
Obr. 3.1 – schéma zásobníku

3.2 Pevnostní kontrola

Vytvořený model zásobníku jsem nechal projít pevnostní analýzou programu Inventor 2012. Pevnostní analýza tohoto programu je založena na MKP.

3.2.1 Příprava kontroly

V první řadě jsem upravil model z obrázku 3.1 tak, že jsem odstranil prvky, co nejsou zatížené od tlakové síly vyvolané čepy. Model, který podlehne analýze je vidět na obrázku 3.2.



Obr. 3.2 – model pro analýzu

Zvolil jsem správné materiálové konstanty, jak pro ocel tak i dřevo. Přehled zadaných hodnot je vidět v tabulce 3.2.

Tab. 3.2 – materiálové konstanty

Materiál	Modul pružnosti v tahu E [MPa]	Poissonovo číslo μ [-]	Hustota [$\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$]
Ocel	$2,15 \cdot 10^5$ [5]	0,3 [5]	7,85 [5]
Dřevo	$0,09 \cdot 10^5$ [5]	0,3 [5]	0,56 [5]

Zvolil jsem i vhodnou velikost sítě, kde průměrná velikost prvku je 0,2 velikosti modelu a minimální je 0,1 velikosti modelu.

Zatížení modelu je tlakového charakteru. Tlak je směřován na dno zásobníku, kde dosedá 20 čepů. Tlaková síla se odvíjí od počtu a hmotnosti čepů. Výpočet tlakové síly je vidět ve výpočtu 80.

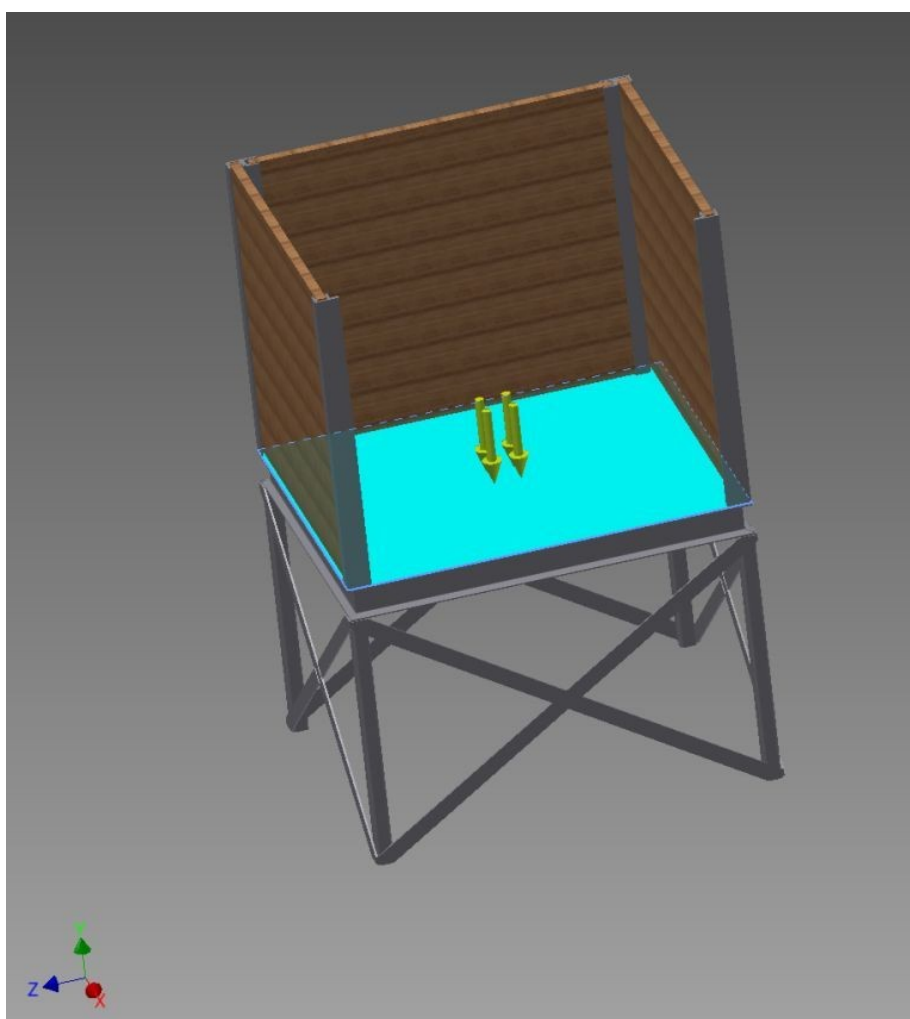
Hodnoty: $F=158,9 \text{ N}$ $a=800 \text{ mm}$ $b=1000 \text{ mm}$

$$p = \frac{F_c}{S} = \frac{20 \cdot F}{a \cdot b} = \frac{20 \cdot 158,9}{800 \cdot 1000} = 0,004 \text{ MPa} \quad (81)$$

Kde:

$p...$	zatěžující tlak	[MPa]
$F_c...$	celková tlaková síla	[N]
$F...$	zatěžující síla	[N]
$S...$	obsah plochy	[mm ²]
$a...$	šířka plochy	[mm]
$b...$	délka plochy	[mm]

Umístění zatěžujícího tlaku je vidět na obrázku 3.3.



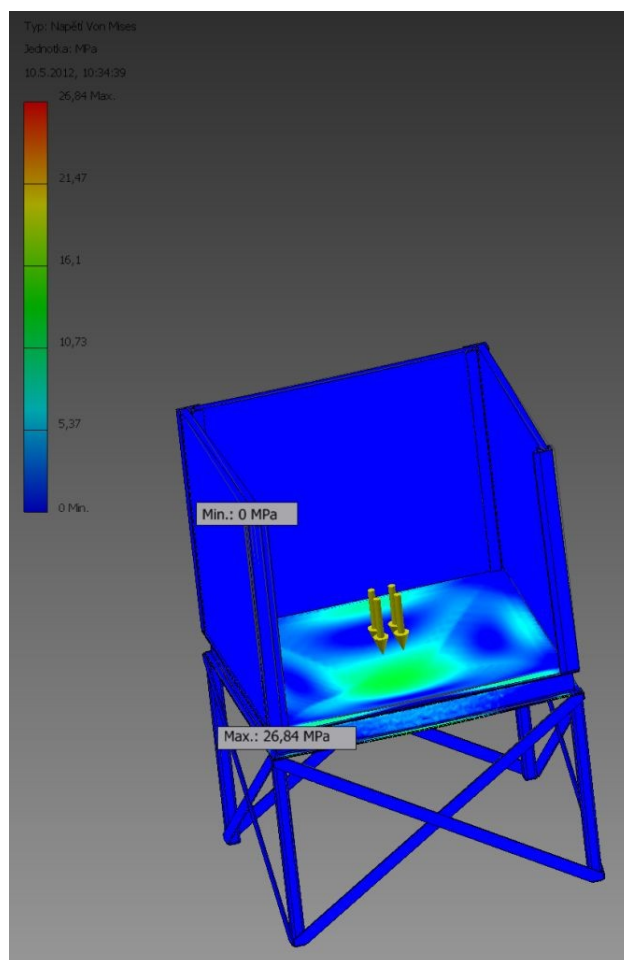
Obr 3.3 – zatížení modelu

3.2.2 Výsledky

Ze všech možných výsledků co vypočítal program Inventor 2012, jsem se rozhodl použít jen ty nejdůležitější.

Ekvivalentní napětí Von Mises

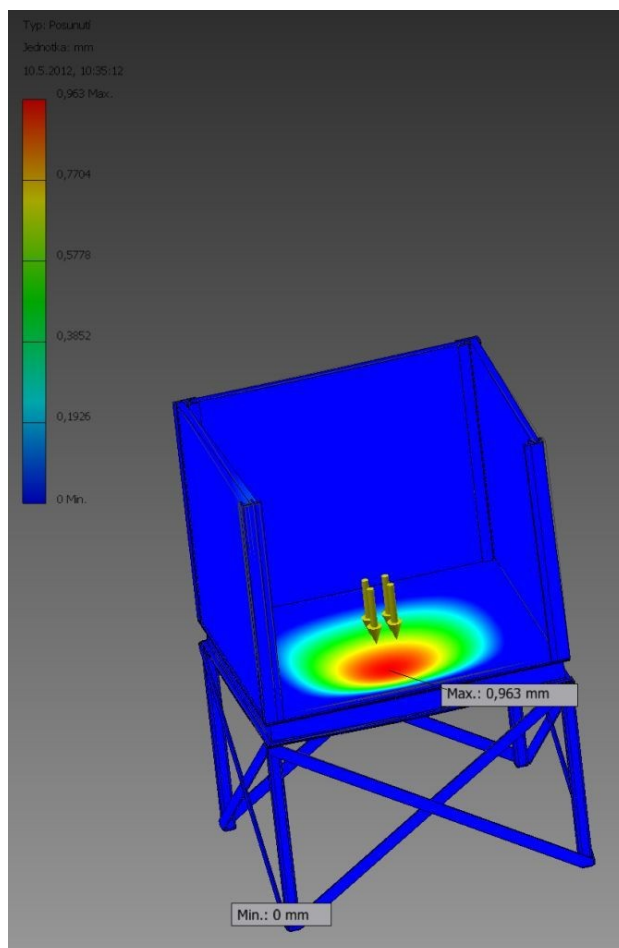
Na obrázku 3.4 je vidět rozložení ekvivalentního napětí. Maximální ekvivalentní napětí má velikost 26,84 MPa a je oblasti spojů mezi nohou a rámem dosedací plochy.



Obr. – 3.4 – napětí Von Misses

Celková deformace

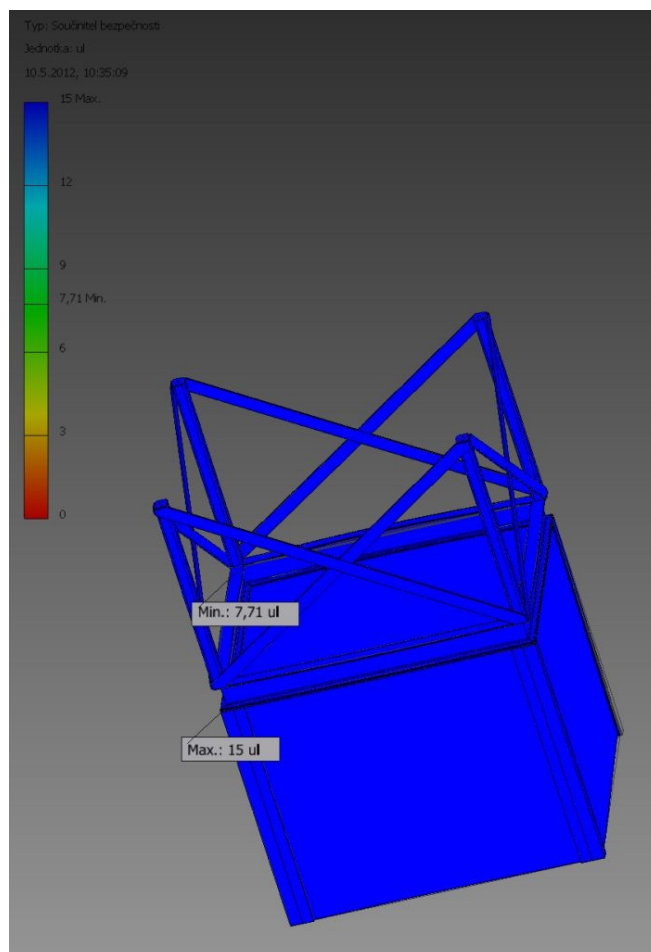
Celková deformace neboli posunutí je vidět na obrázku 3.5. Maximální velikost deformace je 0,9 mm. a je uprostřed dosedací plochy.



Obr. 3.5 – celková deformace

Součinitel bezpečnosti

Jako třetí výsledek jsem vybral součinitel bezpečnosti. Vybral jsem ho z důvodu, že je zajímavé zjistit, s jakou bezpečností člověk dokáže navrhnout konstrukci stroje nebo zařízení bez toho aniž by to měl podložené výpočty. Výsledky jsou takové, že minimální bezpečnost je 7,71 a maximální 15. Minimální bezpečnost se vyskytuje opět v oblasti spoje nohy s rámem dosedací plochy. Výsledky jsou vidět na obrázku 3.6.



Obr. 3.6 – Součinitel bezpečnosti

3.3 Kolečka

Jak už bylo napsáno v úvodu kapitoly, bude zásobník opatřen průmyslovými kolečky pro dobrou manipulaci. Zásobník bude opatřen plně otočnými kolečky s brzdou a to na všech čtyřech nohách. Jde o kolečko od firmy HANET z označením 3477 UOO 160 P30. Rozměry jsou vidět na obrázku 3.7.



Parametry produktu	
Průměr kola:	160 mm
Šířka běhounu:	40 mm
Stavební výška:	195 mm
Nosnost:	200 kg
Průměr - upevňovací otvor:	13 mm

Obr. 3.7 – rozměry kolečka[8]

4 ZÁVĚR

Ve své bakalářské práci jsem konstruoval manipulační zařízení a zásobník. Nejprve jsem uvedl krátké rozdělení manipulačních zařízení a popsal některé ze zdvihadel, ze kterých jsem při samotné konstrukci vycházel.

Během práce jsem přemýšlel nad dvěma verzemi konstrukčního řešení manipulačního zařízení, ze kterých jsem nakonec vybral konečnou podobu manipulačního zařízení. U této verze jsem provedl všechny potřebné pevnostní a konstrukční výpočty. Také jsem uvedl všechny součásti zařízení, které se budou nakupovat nebo se nechají vyrábět externí firmou.

Zásobník jsem navrhl podle původního zásobníku používaného firmou v dnešní době. Byly upraveny požadované rozměry. Pevnostní analýzu jsem poté provedl pomocí metody konečných prvků.

Mé návrhy byly konzultovány a schvalovány konzultantem firmy Honeywell.

5 LITERATURA

- [1] DRAŽAN, F – JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. první. Praha 1: SNTL - Nakladatelství technické literatury, n.p., 1979.
- [2] JANDOUŠ, V. *Manipulační zařízení*. první. Bratislava: ALFA, 1981.
- [3] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [4] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [5] LEINVEBER, J – VÁVRA, P. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [6] *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce*. [online] Dostupné z: <http://www.340.vsb.cz/doc/cms_library/fs_sme_05_003-214.pdf>
- [7] 3470 UAR 160 P63 kolo+vidlice | Hanet. [online]. [cit. 2012-05-11]. Dostupné z: <<http://www.hanet.cz/prumyslova-kola/3470-uar-160-p63-kolo-vidlice>>
- [8] 3477 UOO 160 P30 kolo+vidlice | Hanet. [online]. [cit. 2012-05-11]. Dostupné z: <<http://www.hanet.cz/prumyslova-kola/3477-uoo-160-p30-kolo-vidlice>>
- [9] Naros spol. s r.o. - Upínač s uzávěrem velikost 2. [online]. [cit. 2012-05-11]. Dostupné z: <http://naros.cz/shopcz/product.php?id_product=156>
- [10] Ocelová kuželová soukolí | T.E.A. TECHNIK s.r.o. [online]. [cit. 2012-05-11]. Dostupné z: <<http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/ocelova.pdf>>
- [11] Teflon: technické informace. [online]. [cit. 2012-05-11]. Dostupné z: <http://www.sittech.cz/ptfe/teflon_informace.htm>

6 SEZNAM PŘÍLOH

6.1 Tištěné přílohy

V tištěné příloze je veškerá výkresová dokumentace, čítající 44 výkresů a jeden kusovník. Seznam výkresů:

<i>Název výkresu</i>	<i>Číslo výkresu</i>
MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ	KLE0013-1-0-1-001
STOJNÝ RÁM	KLE0013-1-1-1-002
STOJNÝ RÁM - KUSOVNÍK	KLE0013-1-K-1-002
RAMENO	KLE0013-1-1-1-003
POHYBOVÝ ŠROUB	KLE0013-1-3-3-004
ULOŽENÍ KLIKY KONEC	KLE0013-1-3-4-005
ULOŽENÍ KLIKY ZAČÁTEK	KLE0013-1-3-4-006
KLIKA	KLE0013-1-3-4-007
ULOŽENÍ ŠROUBU HORNÍ	KLE0013-1-3-4-008
KUŽELOVÉ SOUKOLÍ	KLE0013-1-3-4-009
KRYT PŘEVODU	KLE0013-1-3-3-010
OSA KLIKY	KLE0013-1-3-3-011
VYMEZOVACÍ KROUŽEK	KLE0013-1-3-4-012
PODKLAD	KLE0013-1-3-4-013
STOJNÝ PROFIL	KLE0013-1-3-4-014
ULOŽENÍ ŠROUBU DOLNÍ	KLE0013-1-3-4-015
ŽEBRO UKOTVENÍ	KLE0013-1-3-4-016
ŽEBRO STŘEDNÍ	KLE0013-1-3-4-017
ÚLOŽNÉ ELKO	KLE0013-1-3-4-018
ŽEBRO ULOŽENÍ	KLE0013-1-3-4-019
PODPĚRA	KLE0013-1-3-4-020
PŘEDNÍ ČÁST	KLE0013-1-3-4-021
LEVÝ BOK	KLE0013-1-3-4-022
PRAVÝ BOK	KLE0013-1-3-4-023
ZADNÍ ČÁST	KLE0013-1-3-4-024
ČELIST	KLE0013-1-2-4-025
MADLO DLOUHÉ	KLE0013-1-3-4-026
MADLO KRÁTKÉ	KLE0013-1-3-4-027
SPOJENÍ OBJÍMKY	KLE0013-1-3-4-028

UKONČENÍ RAMENE	KLE0013-1-3-4-029
POHYBOVÁ MATICE	KLE0013-1-3-4-030
OBJÍMKA	KLE0013-1-3-4-031
POHYBLIVÁ ČELIST	KLE0013-1-3-4-032
PEVNÁ ČELIST	KLE0013-1-3-4-033
ZÁSOBNÍK	KLE0013-2-0-0-001
RÁM KRÁTKÝ	KLE0013-2-2-4-002
RÁM DLOUHÝ	KLE0013-2-2-4-003
VÝSTUHA KRÁTKÁ	KLE0013-2-2-4-004
VÝSTUHA DLOUHÁ	KLE0013-2-2-4-005
ÚCHYT KRÁTKÝ	KLE0013-2-2-4-006
ÚCHYT DLOUHÝ	KLE0013-2-2-4-007
BOČNICE	KLE0013-2-2-4-008
ZÁDA	KLE0013-2-2-4-009
ÚLOŽIŠTĚ	KLE0013-2-2-4-010
POJISTNÁ DESKA	KLE0013-2-1-4-011

6.2 Přiložený disk

- Bakalářská práce v elektronické podobě (formát*.pdf)
- Kompletní výkresová dokumentace (formát*.pdf)
- 3D model manipulačního zařízení